Économies d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier

TP 8140F

Économies d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier

Préparé pour le

Centre de développement
des transports
Transports Canada

par

Institut canadien de recherches en génie
forestier

NOVEMBRE 1986

TP 8140F

Économies d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier

par

D.A. Ljubic

Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier

Novembre 1986

89-06035/

AVERTISSEMENT

Les opinions et les vues exprimées dans ce rapport sont celles de l'auteur et ne reflètent pas nécessairement celles du Centre de développement des transport, Transports Canada.

Also available in English under the title "Energy Economy through the Use of Synthetic Oils in the Engine, Transmission and two Rear Axles of a Road Transport Vehicle", TP 8140E.

Équipe de recherche

D.A. LJUBIC, Directeur technique du projet

J. MICHAELSEN, Assistant et chercheur

Y. PROVENCHER, Chercheur responsable pour les essais

R. LEVESQUE, Spécialiste en analyse par ordinateur

J. LABRIE, Spécialiste en instrumentation

D. MACGREGOR, Technicien

Transports Canada Canada
Développement Development

FORMULE DOCUMENTAIRE DU RAPPORT

1. N° du rapport Transports Canada	2. N° de l'étude — CDT	3. N° de catalogue du destinataire
TP 8140F	6572	

4. Titre et sous-titre	5. Date du rapport
Economies d'énergie en utilisant des huiles synthétiques dans le moteur, transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier	novembre 1986
	6. N° du rapport de l'organisme exécutant

7. Auteur(s)	8. N° de dossier Transports Canada
D.A. Ljubic	D1465-468

9. Nom et adresse de l'organisme exécutant	10. N° de dossier — ASC
Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier (FERIC) 143, Place Frontenac, Pointe Claire (Québec) H9R 4Z7 Lubrifiants Haute Technologie - Domex inc. 1801, avenue McGill College, Montréal (Québec) H3A 2N4	11. N° de contrat — ASC ou Transports Canada

12. Nom et adresse de l'organisme parrain	13. Genre de rapport et période visée
Centre de développement des transports (CDT) 200, boul. Dorchester ouest, suite 601, tour ouest Montréal (Québec) H2Z 1X4	14. Code de l'organisme parrain

15. Remarques additionnelles	16. Agent de projet — CDT
Co-parrainé par le Programme R&D énergétiques de Energie, mines et ressources Canada	L. Sabounghi

17. Résumé

La présente étude avait pour but principal d'examiner et démontrer la réduction de la consommation d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier. Les comparaisons sont données pour les conditions contrôlées en période de stabilisation des températures des huiles, en vitesses constantes, en accélération et en service réel. En outre des nouvelles méthodes d'évaluation d'équilibre énergétique directement sur la route ont été développées et vérifiées.

18. Mots-clés	19. Diffusion
Moteur, transmission, essieux arrière, huiles synthétiques, lubrifiants, véhicules, énergie, conservation de l'énergie.	Le Centre de développement des transports dispose d'un nombre limité d'exemplaires.

20. Classification de sécurité (de ce rapport)	21. Classification de sécurité (de cette page)	22. Nombre de pages	23. Prix
Non classifié	Non classifiée	74	

Canada

Transport Canada / Transports Canada

Development / Développement

REPORT DOCUMENTATION FORM

1. Transport Canada Report No.	2. TDC Project No.	3. Recipient's Catalogue No.
TP 8140F	6572	

4. Title and Subtitle	5. Report Date
Economies d'énergie en utilisant des huiles synthétiques dans le moteur, transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier	November 1986
	6. Performing Organization Report No.
7. Author(s)	8. Transport Canada File No.
D.A. Ljubic	D1465-468
9. Performing Organization Name and Address Forest Engineering Research Institute of Canada (FERIC) 143 Place Frontenac, Pointe Claire (Quebec) H9R 4Z7 Lubrifiants Haute Technologie - Domex inc. 1801, McGill College, Montreal (Quebec) H3A 2N4	10. DSS File No.
	11. DSS or Transport Canada Contract No.
12. Sponsoring Agency Name and Address Transportation Development Centre (TDC) 200, Dorchester Blvd West, Suite 601, West Tower Montreal (Quebec) H2Z 1X4	13. Type of Report and Period Covered
	14. Sponsoring Agency Code
15. Supplementary Notes Co-sponsored by the Energy R&D Program of Energy, Mines and Resources Canada	16. TDC Project Officer L. Sabounghi

17. Abstract

This report describes a study to investigate and demonstrate the reduction in energy consumption obtained through the use of synthetic oils in the engine, transmission and two rear axles of a road transport vehicle. Comparisons were made for controlled conditions during oil temperature stabilization, at constant speeds, during acceleration and under actual operating conditions. In addition, new methods of analysis were developed and verified for on-road evaluation of the energy balance of a moving vehicle.

18. Key Words	19. Distribution Statement
Engine, transmission, rear axles, synthetic oils, lubricants, vehicles, energy, fuel conservation.	Limited number of copies available from Transportation Development Centre.

20. Security Classification (of this report)	21. Security Classification (of this page)	22. No. of Pages	23. Price
Unclassified	Unclassified	74	

Canada

REMERCIEMENTS

La présente étude a été réalisée avec la collaboration des chercheurs de l'Institut Jan Michaelsen, Yves Provencher, Gilles Pesant et René Levesque, des techniciens D. MacGregor, S. Riffou, J. Labrie, K. Hadley et Luc Desrochers. De plus, l'auteur sait gré à tous ceux et celles que l'espace nous empêche de citer ici, et qui ont contribué à la réalisation du travail.

L'auteur remercie également M. L. Sabounghi du Centre de développement des Transports du Ministère des Transports, pour son aide.

Le personnel du Centre d'essais pour véhicules automobiles de Transport Canada, et en particulier Y. Bourdon, ont généreusement coopéré.

Dr. D. Brière, Directeur de la Division de l'Est et Gordon Franklin, chef de groupe de la recherche sur les transports et M. G.P. Chinn ont également aidé à l'accomplissement de cette étude.

Les lubrifiants haute technologie DOMEX Ltée ont participé activement en fournissant les huiles, le camion et autres aides.

L'auteur remercie également les Industries James Maclaren Inc. pour leur assistance pendant la période d'essai à Mont-Laurier.

SOMMAIRE

La présente étude, réalisée par l'Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier (FERIC) pour La compagnie les lubrifiants haute technologie Domex, à la demande du Centre de développement des transports, Transports Canada, a pour but principal de:

> examiner et démontrer la réduction de la consommation d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier.

Le programme d'étude a été examiné par le Centre de développement des transports, La Compagnie Les Lubrifiants Haute Technologie Domex, les fournisseurs des huiles et l'Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier. La proposition préliminaire prévoyait de suivre la méthode comparative de la SAE, en utilisant deux véhicules (contenant l'un une huile synthétique, et l'autre une huile minérale), et deux chauffeurs. Après un certain temps d'essai, les chauffeurs devaient permuter.

Après avoir étudié la demande, FERIC a proposé une nouvelle méthode, par laquelle on pourrait corriger tous les facteurs différents afin de ramener les consommations énergétiques sur une même base. On utiliserait un seul véhicule et un seul chauffeur, étant donné que la méthode permettait de tenir compte de toutes les influences externes et internes. On a donc enregistré toutes les températures qui influençaient la consommation énergétique, et on a commencé les essais seulement quand les températures étaient complètement stabilisées. Si, en dépit de ces précautions, on constatait encore des variations de ces températures (dues aux conditions atmosphériques variables d'un essai à l'autre), on se servait des principes connus pour ramener les résultats sur la même base.

Pour éliminer l'influence du chauffeur, on a fait les essais à des vitesses constantes: 20, 40, 60, 80 et 90 km/h. Pour annuler l'influence du vent et des dénivellations verticales, on a tourné sur la piste 5 fois dans un sens et 5 fois dans l'autre. Pour les deux types d'huiles (15W40 et 80W90 étaient les huiles minérales, dites "de référence", et 5W30 et 75W90 étaient les huiles synthétiques) on a toujours utilisé le même rapport de transmission, pour pouvoir ramener les consommations sur une même base en termes de couple et de nombre de tours du système de transmission de puissance, et faire ainsi de très bonnes comparaisons sur la demande de puissance et la consommation énergétique. Tous les essais à vitesses moyennes ont été effectués avec des températures d'huile complètement stabilisées dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière (figures 15 à 19).

Pour étudier le temps de stabilisation des températures des huiles et l'influence des températures intermédiaires sur la demande de puissance et sur la consommation énergétique, on a procédé à des essais de stabilisation des températures des huiles. Débutant à des températures très basses, on a roulé à une vitesse moyenne de 83 km/h, et on a continué à tourner sur la piste jusqu'au moment où les températures étaient complètement stabilisées. Pendant la stabilisation on a enregistré le couple derrière la transmission et la consommation de carburant. De cette manière, on a pu suivre l'augmentation des températures et la réduction

correspondante du couple et de la consommation de carburant (figures 2 à 5).

Ensuite on a procédé aux essais du véhicule arrêt-accélération à travers tous les rapports, pour plusieurs positions de la pédale d'accélérateur, avec les températures stabilisées et pour les deux huiles d'essais. Ces essais ont été réalisés 5 fois dans chaque sens de la partie droite de la piste d'essais (figure 1) et on a calculé des moyennes des données enregistrées. Lors de ces essais on a enregistré le couple et la consommation de carburant (figures 20 à 24).

Enfin, on a essayé les deux huiles sur un même circuit, dans les deux sens, en service réel, dans la région de Mont-Laurier. Ces essais devaient servir de confirmation des résultats obtenus dans des conditions contrôlées.

Deux sortes de résultats ont été obtenus:

a) Détermination des forces de résistance à la rotation du système de transmission de puissance dues aux brassage des huiles et séparément, détermination des forces de résistance dues aux frottements avec le couple appliqué;
b) détermination de l'économie d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques, par rapport à l'utilisation des huiles de référence, dans le système propulsif camion.

En ce qui concerne les déterminations et la séparation des forces de résistance du système de transmission de puissance, on a obtenu des résultats concernant:

- les résistances dues au brassage des huiles pour la transmission et chaque essieu arrière séparément, en fonction des températures des huiles et de la vitesse sur route, pour les deux huiles d'essai [voir figure 6 à 9 et la formule correspondante (18) dans l'annexe];
- les résistances de frottement dues à l'application du couple en fonction de la vitesse sur route (voir figure 15 et la théorie correspondante dans l'annexe 1.3.2.5);
- le rendement du système de transmission de puissance en fonction de la vitesse sur route [voir figure 17 et la formule (22)].

En ce qui concerne la détermination de l'économie d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques par rapport à l'utilisation des huiles de référence dans le système propulsif du camion, on a obtenu les résultats suivants:

- réduction de 1,4% de la consommation de carburant due au brassage des huiles avec les huiles synthétiques, par rapport à la consommation moyenne (camion à vide et en charge) à 80 km/h sur route (figure 12);
- une réduction de consommation de carburant de 19,8% sur la route pour les premières 20 minutes, en utilisant les huiles synthétiques (températures du moteur non stabilisées), 12,5% du commencement de l'essai jusqu'à la fin et 8,5% à partir du moment où le moteur était stabilisé jusqu'à la fin de l'essai;

- réduction de 6,5% en moyenne de la consommation de carburant lors des essais à vitesses constantes (20, 40, 60, 80 et 90 km/h) avec les huiles synthétiques. Les pertes du système de transmission de puissance représentent 62% et les pertes du moteur 38% de la perte totale (voir figures 18 et 19, et le calcul de la répartition des pertes dans le texte);
- réduction de la consommation de carburant lors des essais en accélération de:
  - 7% avec une dépression de la pédale d'accélération de 60% du maximum; et
  - 10% avec une dépression de la pédale de 80% du total,

  par rapport à la même consommation précitée du véhicule (figures 20, 21 et 24);
- réduction de 6% de la consommation de carburant lors des essais en service réel dans la région de Mont-Laurier, par rapport à la consommation moyenne précitée (voir page 30).

ANALYSE

Les essais de stabilisation de l'huile ont confirmé que les températures de service des huiles de la transmission et des essieux tracteurs, dans une grande partie du Canada, sont très inférieures aux températures pour lesquelles elles sont conçues. À cause des délais de chargement, de déchargement et autres, la plupart des voyages sont probablement effectués, l'hiver, avec des huiles dont la température ne dépasse pas 45°C. Par conséquent, on peut s'attendre à une économie d'énergie avec des huiles dont la courbe viscosité/température est plus basse ou plus plate dans la gamme de -10°C à 100°C. Il est cependant important de ne pas tenter d'obtenir une diminution des pertes d'énergie dues au brassage au détriment de la qualité de la lubrification. Ainsi, une huile de graissasge supérieure doit réduire les pertes d'énergie dues au brassage et, si possible les pertes dues au frottement. Une telle huile apportera des avantages considérables à l'utilisateur.

Les essais ont confirmé que les huiles synthétiques à base de polyalpholéfines (5W30 pour le moteur et 75W90 pour le système de transmission de puissance) diminuaient aussi bien les coefficients de pertes dues au brassage de l'huile que les coefficients de frottement dans le système de transmission de puissance d'un camion chargé ou non chargé, par rapport aux huiles minérales de référence (15W40 pour le moteur et 80W90 pour le système de transmission de puissance). Dans les conditions hivernales que l'on connait à l'est du Canada, les huiles synthétiques, d'après les calculs, ont permis de réaliser une économie d'environ 6,5% dans la consommation de carburant d'un camion de transport du bois (aller et retour: moitié du chemin à vide et autre moitié chargé). Cette économie a été confirmée par un essai sur route en service normal, dans la région de Mont-Laurier, où l'économie de carburant a été en moyenne de 6%.

La diminution des pertes dues au brassage des huiles, surtout aux basses températures du démarrage, signifie que les éléments en mouvement du système de transmission de puissance sont soumis à des contraintes moins élevées. Cela signifie que les pièces métalliques se fatiguent moins, et on peut présumer que leur vie utile sera prolongée.

Un facteur de frottement moins élevé devrait résulter en une usure moindre des surfaces de contact des éléments mobiles du système de transmission de puissance, ce qui devrait, là encore prolonger la vie de ces éléments.

CONCLUSIONS

Par rapport aux huiles minérales de référence, les huiles synthétiques à base de polyalphaoléfines utilisées dans nos essais ont diminué les pertes d'énergie dans le système de transmission de puissance (et par conséquent la consommation de carburant) et on peut présumer qu'elles ont une influence bénéfique sur la durée des éléments du système de transmission de puisssance. Cela ne veut surtout pas dire que toutes les huiles lubrifiantes ou semi-lubrifiantes possèdent ces qualités; elles ont des formulations différentes et peuvent ne pas avoir les classifications 5W30 et 75W90. Chaque formulation doit être mise à l'épreuve par de rigoureux essais expérimentaux ou en service.

On a avancé la théorie selon laquelle la réduction des pertes énergétiques dues au brassasge des huiles et la réduction du coefficient de frottement prolonge la vie des éléments du système de transmission de puissance. Mais il faudra faire des essais contrôlés et analyser la vie des éléments pour le confirmer, ou pour confirmer que la vie des éléments est prolongée d'une durée qui ait une signification économique. Un programme d'essais destiné à mesurer la vitesse de contamination métallique des huiles lubrifiantes ayant des coefficients de frottement différents devrait fournir des renseignements utiles aux métallurgistes et aux formulateurs d'huiles de graissage. Une telle connaissance devrait finir par améliorer le rendement des camions et abaisser le coût du transport.

TABLE DES MATIÈRES

1. INTRODUCTION 1

2. ÉQUIPEMENTS, MÉTHODOLOGIE ET PROGRAMME D'ESSAIS 2
   2.1 Équipements 2
   2.2 Méthodologie et programme d'essais 3

3. QUELQUES MOTS SUR LES HUILES MINÉRALES ET LES HUILES SYNTHÉTIQUES 5

4. QUELQUES CONSIDÉRATIONS THÉORIQUES SUR LE GRAISSAGE ET SUR LES ÉCHANGES THERMIQUES DES SYSTÈMES PROPULSIFS DES MACHINES AUTOMOBILES 6
   4.1 Introduction 6
   4.2 Discussion sur le graissage en général 7
   4.3 Échange thermique entre les huiles et l'environnement 9

5. RÉSULTATS DES ESSAIS 11
   5.1 Établissement des pertes dans le système de transmission de puissance dues au brassage des huiles 11
   5.2 Établissement des pertes dues à la résistance au roulement des pneumatiques et à la résistance de l'air 16
   5.3 Étude de l'échange thermique entre les huiles et l'environnement, lors des essais de stabilisation des températures, à une vitesse moyenne de 83 km/h, avec comparaison des deux huiles d'essai 19
   5.4 Étude du bilan énergétique sur la piste de Blainville à des vitesses constantes sur route (20, 40, 60, 80 et 90 km/h) pour les deux huiles essayées 21
   5.5 Comparaison des consommations de carburant avec les deux huiles d'essai aux diverses vitesses constantes 25
   5.6 Comparaison des consommations de carburant "en accélération" sur la piste de Blainville 27
   5.7 Comparaison des consommations de carburant entre les deux huiles d'essai en service normal sur route (Mont-Laurier, Ferme-Neuve, Lac des Écorces, Mont-Laurier) 30
   5.8 Examen des résultats 30
      5.8.1 Pertes dans le système de transmission de puissance dues au brassage des huiles 30
      5.8.2 Essais de stabilisation 31
      5.8.3 Essais sur route à des vitesses constantes 32
      5.8.4 Essais "en accélération" 33
      5.8.5 Essais en service normal 33

Table des Matières (suite)

6. CONCLUSION 34

ANNEXE 35

1. DÉTERMINATION DES PERTES ÉNERGÉTIQUES D'UN ENSEMBLE DE TRANSPORT SUR LA ROUTE 35
   1.1 Avant-propos 35
   1.2 Description du bilan énergétique d'un véhicule dans sa forme la plus générale 35
   1.3 Méthodes de détermination des éléments du bilan énergétique d'un ensemble routier 43

      1.3.1 Détermination de la force F_{TDR} agissant entre les roues tractrices et le sol 43
      1.3.2 Établissement de la force F_{SP} de résistance à la rotation du système de transmission de puissance due au brassage et au frottement des huiles, N 45

         1.3.2.1 Étude de la force $F_{BH}^{\bullet}$ 46
         1.3.2.2 Étude du moment d'inertie J 48
         1.3.2.3 Méthode de détermination du moment J_R 48
         1.3.2.4 Méthode de détermination du moment J_{SP} 50
         1.3.2.5 Étude de la force de résistance F_{FC} due à l'application du couple 51

      1.3.3 Étude de la résistance de l'air et de la résistance au roulement des pneumatiques (avec le couple non appliqué) combinées 53

         1.3.3.1 Méthode par intégration de l'équation (56) 54
         1.3.3.2 Méthode FERIC (par dérivation de la courbe vitesse-temps) 59

2. ÉCHANGE THERMIQUE ENTRE L'ENVIRONNEMENT, LES ESSIEUX ARRIÈRE ET LA TRANSMISSION D'UN CAMION 61

3. CARACTÉRISTIQUES DES HUILES ESSAYÉES 65

   3.1 Huiles du moteur 65
   3.2 Huiles du système de transmission de puissance 65

DÉFINITION DES SYMBOLES 66

BIBLIOGRAPHIE 74

LISTE DES FIGURES

Figure 1	Piste d'essais du Centre d'essai pour véhicules automobiles de Transport Canada à Blainville (Qué.)	3
Figure 2	Consommation de carburant et couple derrière la transmission obtenus pendant l'essais de stabilisation sur la piste d'essai	8
Figure 3	Essai de stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission, des essieux arrière et du carburant	9
Figure 4	Essai de stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission des essieux arrière et du carburant	9
Figure 5	Essai de stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission, des essieux arrière et du carburant	10
Figure 6	Force initiale de résistance due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en fonction de la températures des huiles --huile de référence	12
Figure 7	Force initiale de résistance due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en fonction de la température des huiles --huile synthétique	12
Figure 8	Coefficient "a" pour l'huile de référence en fonction de la température des huiles	13
Figure 9	Coefficient "a" pour l'huile synthétique en fonction de la température des huiles	13
Figure 10	Résistances dues au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en fonction de la température des huiles	15
Figure 11	Courbes caractéristiques du moteur Cummins 261 kW (350 hp)	15
Figure 12	Consommation de carburant due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrières en fonction de la température des huiles	16
Figure 13	Diagramme distance, vitesse et accélération en fonction du temps (décélération en roue libre)	17
Figure 14	Forces totales de résistance d'un ensemble routier obtenues par la décélération en roue libre en fonction de la vitesse	18

Figure 15 Bilan énergétique sur la piste de Blainville obtenu à partir des essais aux vitesses constantes 23

Figure 16 Bilan énergétique total exprimé en consommation de carburant au moteur, à différentes vitesses 24

Figure 17 Rendements η_{SP} du système de transmission de puissance aux différentes vitesses 25

Figure 18 Comparaison des consommations totales de carburant en fonction de la vitesse, entre les deux huiles d'essai 26

Figure 19 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse, entre les deux huiles d'essai 26

Figure 20 Comparaison des consommations de carburant mesurées "en accélération" sur la piste vs vitesse sur route 27

Figure 21 Comparaison des consommations de carburant mesurées "en accélération" sur la piste vs rapport de transmission 28

Figure 22 Comparaison des consommations de carburant pour les deux huiles "en accélération" vs vitesse sur route 29

Figure 23 Comparaison des consommations de carburant pour les deux huiles "en accélération" vs rapport de la transmission 29

Figure 24 Comparaison des différences de consommations de carburant pour les deux huiles d'essai "en accélération" vs rapport de transmission 30

Figure 25 Couple en fonction de la vitesse sur route obtenu lors des essais "en accélération" 32

Figure 26 Équilibre énergétique des forces agissant sur un véhicule de transport 36

Figure 27 Diagramme vitesse-temps obtenu par décélération d'un système de transmission de puissasnce d'une vitesse v'_r à zéro 46

Figure 28 Schéma de la rotation d'une roue sur une pente descendante 52

Figure 29 Diagramme représentant l'interprétation des résultats des essais "en roue libre" 57

Figure 30 Diagramme de vitesse-temps obtenu par mesure directe 59

Figure 31 Diagramme de l'accélération translationnelle en fonction de la vitesse sur route 60

1. INTRODUCTION

À la fin de 1985, le Centre de développement des transports, Transports Canada, a confié un contrat à la compagnie les Lubrifiants Haute Technologie Domex Inc., dont le mandat était d'examiner et de démontrer la réduction de consommation d'énergie résultant de l'utilisation des huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière d'un véhicule routier. Une des clauses du contrat prévoyait de confier l'étude technique à l'Institut canadien de recherches en génie forestier, sous la direction technique de M. D.A. Ljubic, chercheur principal, transport routier.

L'étude devait être faite sur la piste d'essai du Centre d'essais pour Véhicules Automobiles de Transport Canada à Blainville (Québec).

L'étude a commencé en novembre 1985. Il a fallu pour cela équiper un camion de tout le système d'enregistrement de données et rendre ce système fonctionnel.

Le programme d'essai a été discuté entre l'autorité scientifique du Centre, les spécialistes de DOMEX, les fournisseurs des huiles d'essais et FERIC. Le programme détaillé a été établi par D.A. Ljubic. Ce programme comportait quelques idées nouvelles pour l'évaluation des différences concernant le bilan énergétique sur route et la consommation de carburant. Il devait servir, en particulier, à évaluer les différences de consommation de carburant dans le moteur et le système de transmission de puissance, entre les huiles minérales (dites "de référence") et les huiles synthétiques, dont les caractéristiques figurent à l'annexe.

L'enregistrement et l'analyse des données ont été entièrement informatisés, réduisant ainsi au minimum la possibilité d'erreur humaine. Également, l'influence du chauffeur a été réduite au minimum.

Les essais ont été terminés vers la fin du mois d'avril 1986; l'analyse des données et la rédaction du rapport original ont été achevées fin novembre 1986.

2. ÉQUIPEMENTS, MÉTHODOLOGIE ET PROGRAMME D'ESSAIS

2.1 Équipements

Le but principal de cette étude était de comparer la consommation énergétique aussi précisément que possible, en utilisant les huiles minérales (de référence) contre les huiles synthétiques, dans le moteur et le système de transmission de puissance d'un camion routier. Le camion et les remorques n'ont jamais été modifiés pendant toute la durée des essais.

Pour les essais à vide, on avait la combinaison suivante:

- Camion - FORD, LTL9000, empattement 5,31 m, essieu avant Rockwell, capacité 5 455 kg, essieux arrière Rockwell SQHP, capacité 18 182 kg, rapport de l'essieu arrière 3,73, pneus Michelin 11.00x22.5 MS+4 en arrière et XZA en avant, moteur Cummins NTC-350 (puissance 261 kW à 2100 tr/min, couple maximum 1593 N•m à 1300 tr/min).
- Remorque - du type fourgon à toit surélevé à 4,25 m du sol, d'une largeur de 2,44 m et d'une longueur de 13,72 m, équipée de deux essieux avec pneus Michelin 11.00x20, XZA.
- Masse totale - 16 000 kg.

Pour les essais en charge, on avait la combinaison suivante:

- Même camion;
- Remorque - du type forestier d'une hauteur de 4,10 m, d'une largeur de 2,44 m et d'une longueur de 14,63 m, équipée de 3 essieux et de pneus Toyo 11Rx24.5 sans chambre à air.
- Masse totale de l'ensemble chargé 46 820 kg.

Les deux combinaisons sont restées les mêmes lors de toutes les comparaisons des deux huiles précitées.

Le camion était muni d'instruments de mesure très sophistiqués reliés à un système d'acquisition de données qui effectuait l'enregistrement des variables pertinentes sur le camion en marche à une fréquence de dix fois et trente fois par seconde. Ceci a pu être réalisé au moyen de l'un des systèmes les plus modernes, capable d'enregistrer sur 128 canaux avec un balayage maximum de 20 000 données par seconde, et dont la capacité d'enregistrement est de 66 Moctets.

Pour cette étude, l'Institut canadien de recherches en génie forestier a utilisé 24 capteurs sur 29 canaux.

Entre autres paramètres, on a enregistré la consommation de carburant, le couple derrière la transmission, la dépression de la pédale d'accélérateur, la déviation des roues directrices, la pression devant et derrière la turbine de suralimentation, la distance, le temps, la vitesse du vent, la direction du vent et toutes les températures nécessaires pour pouvoir ramener tous les essais aux mêmes conditions d'utilisation. D'autres paramètres peuvent être dérivés de ces données, tels que la vitesse sur route, la puissance, le freinage, ainsi que le mode de changement de vitesse.

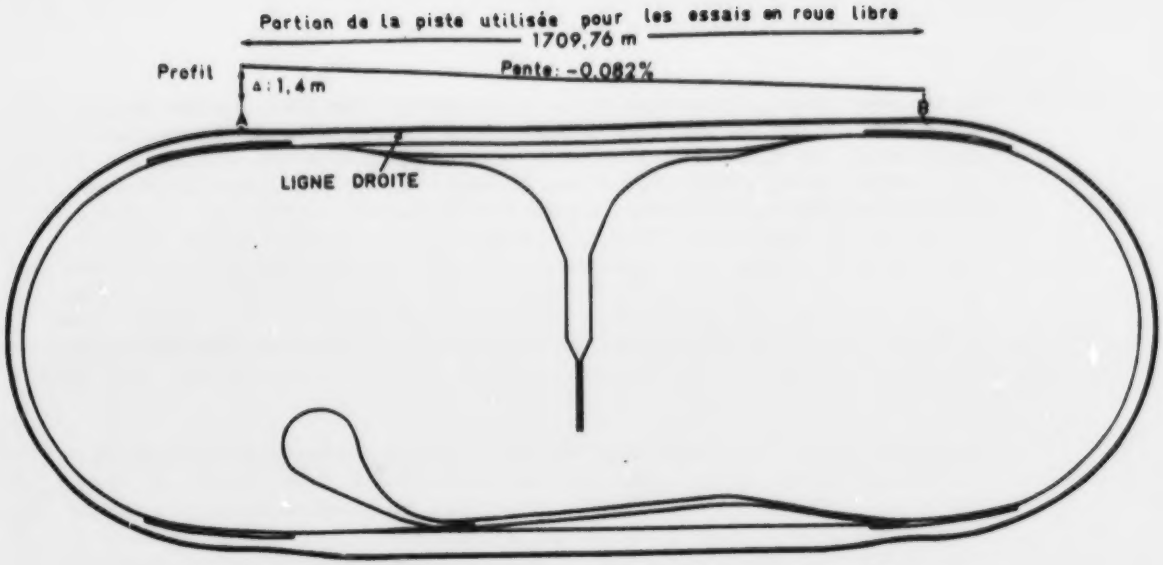

Figure 1 Piste d'essais du Centre d'essai pour véhicules automobiles de Transport Canada à Blainville (Québec)

2.2 Méthodologie et programme d'essais

La méthode de comparaison proposée par la Société des Ingénieurs de l'Automobile (Society for Automotive Engineers) préconise deux ensembles routiers contenant chacun une huile différente, conduits par deux chauffeurs sur une piste d'essais dont les caractéristiques sont connues. Les essais se font pendant un laps de temps assez long, les ensembles se suivant à une distance raisonnable. Ensuite, les chauffeurs permutent, et le cycle des essais recommence. Pour plus de détails, voir la norme SAE J1264.

Pour simplifier la méthode tout en la rendant moins longue, moins coûteuse et plus précise, l'Institut canadien de recherches en génie forestier a élaboré un programme d'essais nécessitant un seul véhicule et un seul chauffeur.

L'idée de base de ce programme repose sur la possibilité d'éliminer autant que possible l'influence de la technique de conduite, des conditions atmosphériques et de l'état thermique du système de propulsion du camion.

Sur la piste d'essais du Gouvernement Fédéral à Blainville (figure 1) avec le même camion et deux différentes remorques, (une en charge et une à vide), on poursuivi des essais avec les deux huiles. Le programme était le suivant:

- Camion exposé toute une nuit au froid, on a commencé à tourner sur la piste à une vitesse moyenne d'environ 80 km/h. Les températures initiales des huiles et du carburant du moteur, de la transmission et des deux essieux arrière étant très basses (voir la figure 3 et la figure 4), on a procédé à l'enregistrement, dix fois par seconde, du couple derrière la transmission, de la consommation de carburant, et de toutes les températures jusqu'à l'entière stabilisation de celles-ci.

Les mêmes essais ont été effectués pour les huiles de référence 15W40 dans le moteur et 80W90 dans le système de transmission de puissance, et pour les huiles synthétiques 5W30 (moteur) et 75W90 (système de transmission de puissance). Voir dans l'annexe pour les caractéristiques des huiles indiquées.

On obtenait aussi les consommations et les couples pour différentes combinaisons d'huiles, en éliminant presque entièrement l'influence de la conduite du chauffeur (vitesse constante). L'influence de la vitesse et de la direction du vent sur la consommation de carburant ont été réduites au minimum, puisqu'on tournait sur une piste ovale.

- Ensuite on a procédé aux essais "à vitesses constantes". Les vitesses choisies étaient: 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h, 80 km/h et 90 km/h. Avec chaque huile précitée on a tourné sur la piste aux vitesses indiquées 5 fois dans un sens et 5 fois dans l'autre (environ 70 km). Les moyennes des consommations et des couples pour chaque vitesse ont été ainsi établies en éliminant encore une fois l'influence du chauffeur et du vent.

- Puis on a procédé aux essais "en accélération". Camion arrêté, on a démarré et on est passé par tous les rapports de la transmission en appuyant sur la pédale d'accélérateur, d'abord à fond, et ensuite à 60% et à 80% de la dépression maximum. Chaque accélération fut répétée 5 fois dans chaque sens de la ligne droite de la figure 1.

- Pour établir la répartition des pertes du système de transmission de puissance dues au brassage des huiles et des pertes dues aux frottements avec le couple appliqué, on a procédé aux essais suivants:

  a) Essais par décélération en roue libre du camion surélevé, avec les deux huiles et pour chaque élément séparément (transmission, essieu avant-arrière et arrière-arrière), en partant des températures les plus basses et en continuant avec les températures montantes jusqu'aux températures maximum atteintes (détermination des pertes dues au brassage des huiles).

  b) Essais sur route, par décélération en roue libre sur la ligne droite, 15 fois dans chaque direction pour annuler l'influence du vent (détermination de la résistance au roulement et à l'air pour pouvoir en tenir compte lors de l'étude du bilan énergétique aux vitesses constantes et en accélération).

- Finalement on a procédé aux essais avec les deux huiles en opération réelle (circuit de 75 km de longueur) trois fois dans un sens et trois fois dans l'autre.

Ayant enregistré toutes les températures, on pouvait appliquer les corrections nécessaires pour tout ramener sur la même base.

Les éléments obtenus (à vitesses constantes, en accélération, en décélération, etc.) devaient servir d'une part à quantifier les différences de consommation de carburant dans diverses conditions, d'autre part à étudier le bilan énergétique, et de là à dégager la répartition des pertes du système de transmission de puissance en celles dues au brassage et celles dues à la friction (voir le développement théorique en annexe).

3. QUELQUES MOTS SUR LES HUILES MINÉRALES ET LES HUILES SYNTHÉTIQUES*

Les huiles minérales (dites "de référence") et les huiles synthétiques sont normalement composées de l'huile de base et des additifs (antioxydants, dispersants, etc.).

Les huiles à base synthétique sont fabriquées en combinant des éléments à bas poids moléculaire au moyen de réaction chimique pour en faire des éléments à poids moléculaire plus élevé. C'est ainsi que chaque structure moléculaire du liquide est conçue et contrôlée, et ses propriétés sont prévisibles.

Les huiles à base minérale sont obtenues en général par une séparation physique ou raffinage. Exception faite du traitement par l'hydrogène, les molécules originales du pétrole brut restent inchangées lors de ce processus. Ces huiles contiennent également une petite quantité d'impuretés (azote, soufre, métaux, etc.).

Les huiles à base synthétique proviennent de deux origines; non renouvelable (à partir des fossiles) et renouvelable (graisses animales et plantes). Cette deuxième possibilité est attrayante pour le futur car elle ne dépendra pas du pétrole brut.

Selon la norme SAE J357a, les huiles synthétiques sont classifiées comme suit:

- Hydrocarbures synthétisés.
- Esters organiques.
- Autres (silicones, esters polyphénoliques, esters phosphatés, etc.).

L'huile synthétique utilisée pour cette étude est basée sur les polyalphaoléfines.

Les polyalphaoléfines ont plusieurs avantages et quelques inconvénients par rapport aux huiles à base minérale. Nous ne traitons ici que de la différence de consommation de carburant entre les huiles de référence et les huiles synthétiques, mais cela ne veut pas dire que la durabilité et l'interaction entre l'huile et le système propulsif ne mériteraient pas une étude séparée.

---

* Voir les références bibliographiques à la fin du rapport

4. QUELQUES CONSIDÉRATIONS THÉORIQUES SUR LE GRAISSAGE ET SUR LES ÉCHANGES THERMIQUES DES SYSTÈMES PROPULSIFS DES MACHINES AUTOMOBILES

4.1 Introduction

On a étudié en annexe le rendement η_{SP} du système de transmission de puissance d'un camion routier. Ce rendement se compose de plusieurs parties:

$$\eta_{SP} = \eta_F \cdot \eta_B \cdot \eta_{PO} \cdot \eta_{ROU} \cdot \eta_{JE} \qquad (1)$$

où:

η_{SP} - rendement global du système de transmission de puissance

$(\eta_{SP} = 1 - \frac{N_R}{N_{SM}})$

où:

N_R - puissance aux roues motrices, (kW)

N_{SM} - puissance à la sortie du moteur (moteur monté dans le camion), (kW)

η_F - rendement tenant compte des frottements internes entre les pignons

η_B - rendement tenant compte du brassage des huiles dans divers éléments

η_{PO} - rendement tenant compte de la pompe de graissage (s'il y en a une)

η_{ROU} - rendement tenant compte des frottements dans les roulements

η_{JE} - rendement tenant compte des frottements dans les joints d'étanchéité

Dans ce qui suit on répartira les pertes dans deux groupes principaux:

- groupe ne dépendant pas du couple transmis mais seulement de la vitesse sur route (de rotation)
- groupe dépendant du couple transmis et de la vitesse sur route (de rotation)

Le premier groupe comprend le brassage des huiles, la pompe à huile et les frottements dans les joints d'étanchéité étant donné que ces éléments dépendent seulement de la vitesse sur route (de rotation). Autrement dit:

$$\eta_{BH} = \eta_B \cdot \eta_{PO} \cdot \eta_{JE} \qquad (2)$$

où:

$\dot{\eta}_{BH}$ - rendement sans application du couple

La détermination de $\dot{\eta}_{BH}$ est donnée dans l'annexe $\dot{\eta}_{BH} = 1 - \dot{F}_{BH}/F_{SM}$ et sera discutée plus loin.

Le deuxième groupe comprend les frottements entre les pignons et les frottements dans les roulements, étant donné que ces éléments dépendent de la vitesse sur route (de rotation) et du couple transmis. Autrement dit:

$$\eta_{FC} = \eta_F \cdot \eta_{ROU} \qquad (3)$$

où:

η_{FC} - rendement tenant compte des frottements dépendant de la vitesse sur route (de rotation) et du couple transmis.

La détermination de ce rendement est donné dans l'annexe ($\eta_{FC} = 1 - F_{FC}/F_{SM}$) et sera discutée plus tard dans le rapport.

4.2 Discussion sur le graissage en général

À partir de nombreuses données publiées par les chercheurs (Klamann, 1981) dans le domaine du graissage des mécanismes d'engrenage, on peut tirer les conclusions suivantes concernant les facteurs influençant les coefficients de frottement dans un milieu où l'huile est en contact avec des pignons:

- Le coefficient de frottement dépend peu de la tension de contact entre les dents de l'engrenage.
- Avec l'augmentation de la viscosité de l'huile, le coefficient de frottement croit.
- Le coefficient de frottement s'abaisse avec l'augmentation de la vitesse de glissement entre les dents.
- C'est la température des parois en frottement et non pas la température de l'huile qui influence le coefficient de frottement.
- Le coefficient de frottement dépend également de la composition et des additifs de l'huile. Par exemple les huiles naphténiques provoquent davantage de frottement que les huiles paraffiniques.

Les pertes dues au brassage des huiles dépendent essentiellement de la viscosité des huiles. Un des buts de cette étude est d'examiner l'influence de la viscosité, en service réel, sur la consommation énergétique d'un véhicule routier.

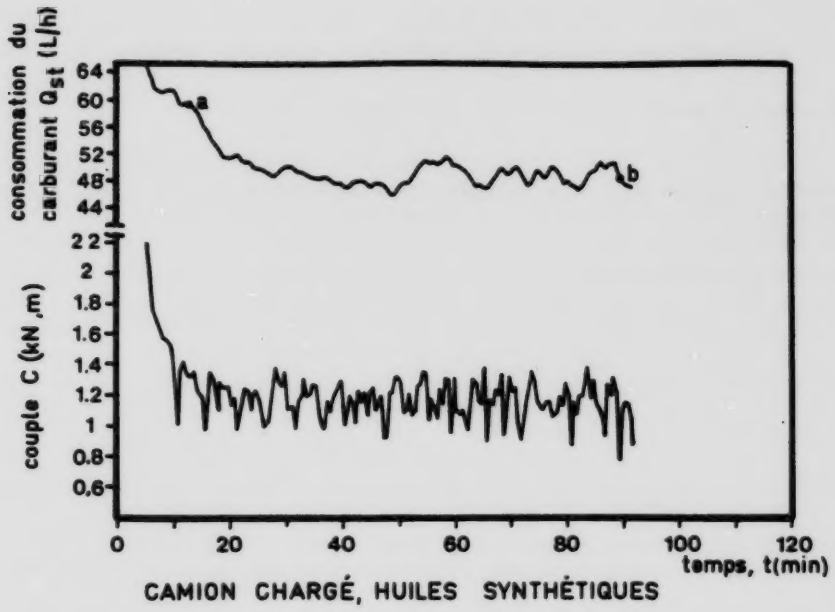

Figure 2 Consommation de carburant et couple derrière la transmission obtenus pendant l'essai de stabilisation sur piste d'essai

Sur la figure 2 on donne l'abaissement de la consommation d'énergie à mesure que les températures des huiles synthétiques montaient (figure 5) dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière, pour le véhicule d'essai en charge (46 820 kg de masse totale), opérant sur la piste de Blainville à une vitesse moyenne de 23 m/s (83 km/h). Sur cette figure, la différence de consommation de carburant entre le point "a" (10 min après le commencement de l'essai) et le point "b" (91 min après le commencement de l'essai) où les températures étaient presque stabilisées, est d'environ 17%.

Ceci met en évidence la grande influence de la viscosité sur les pertes du système de transmission de puissance d'un camion routier.

4.3 Échange thermique entre les huiles et l'environnement

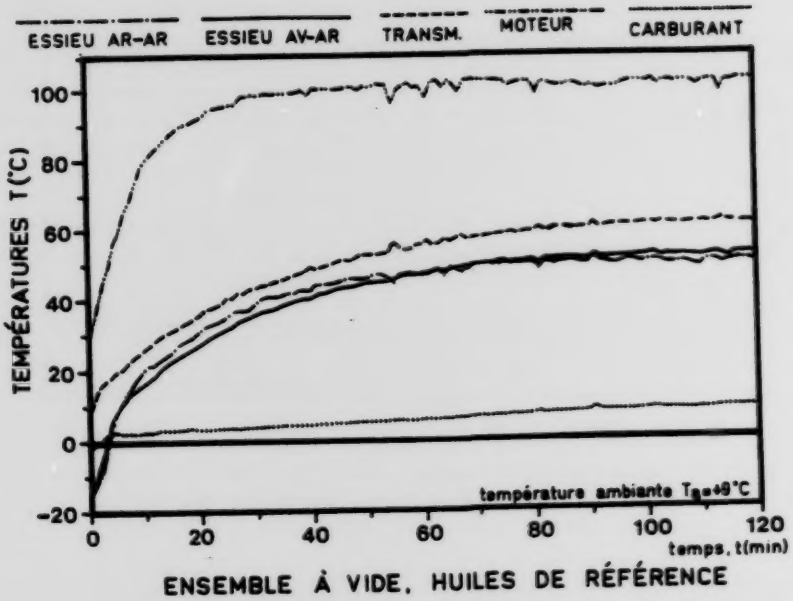

Figure 3 Essai de stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission, des essieux arrière et du carburant

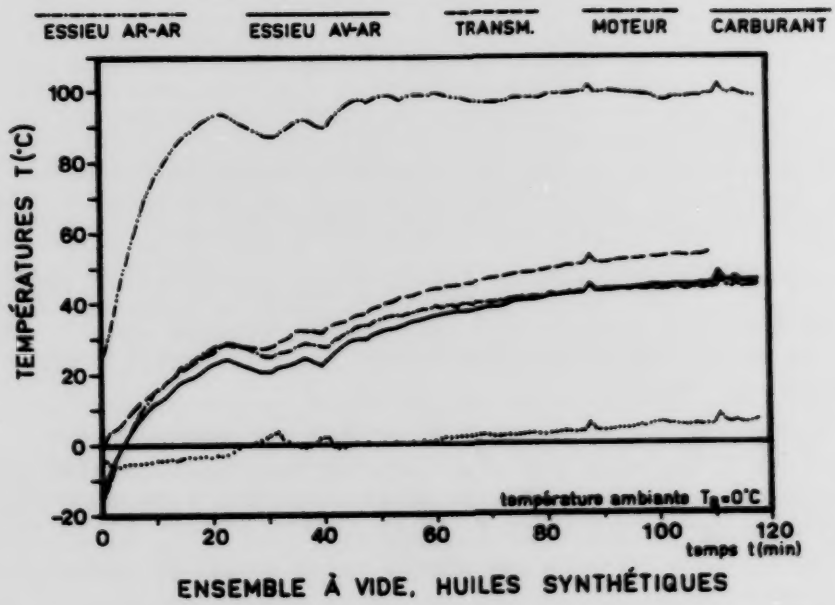

Figure 4 Essai de stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission, des essieux arrière et du carburant

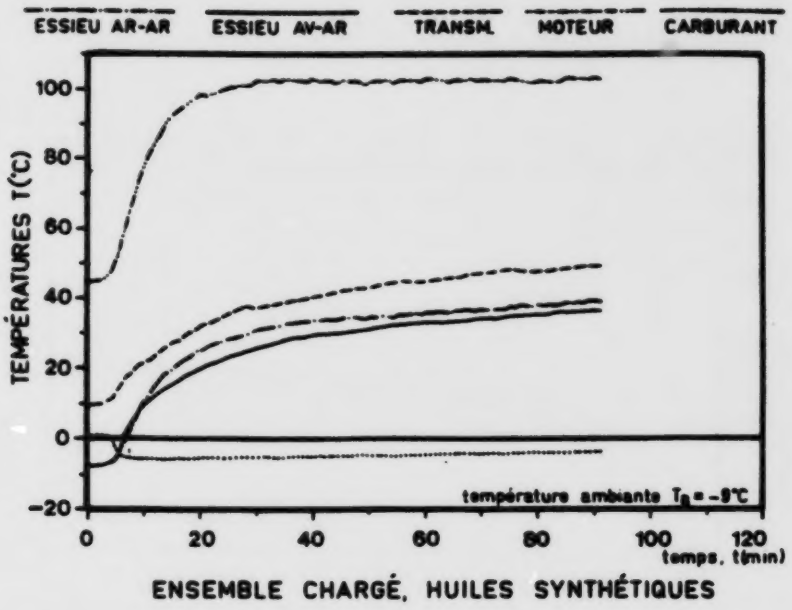

Figure 5 Essai de stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission, des essieux arrière et du carburant

Sur les figures 3, 4 et 5 on donne l'évolution des températures dans les diverses conditions d'essais.

Pour l'ensemble à vide, on peut y voir que les températures augmentent graduellement. Les températures des huiles de la transmission et des deux essieux arrière se stabilisent après environ deux heures. Celles de l'huile du moteur et du carburant se stabilisent après environ 30 min.

Pour l'ensemble en charge, les températures des huiles de la transmission et des deux essieux arrière se stabilisent après environ 80 min, et celles de l'huile du moteur et du carburant après environ 25 min.

Les températures maximales de stabilisation enregistrées pour l'huile du moteur se trouvent entre 100 et 105°C, pour le carburant entre 6 et 20°C et pour la transmission et les deux essieux arrière entre 30 et 60°C, ceci avec une température ambiante de +5°C pour le camion à vide et -9°C pour le camion en charge.

Si on se reporte, dans l'annexe, à la formule (91) pour un temps t tendant vers l'infini, on voit que les températures maximum stabilisées de la transmission et des deux essieux arrière doivent être augmentées d'environ 15°C pour qu'une comparaison entre le camion à vide et en charge puisse être faite.

En général on peut dire que les températures maximum stabilisées se déplacent en liaison directe avec les températures ambiantes. C'est ainsi que pour une situation donnée de la transmission, des essieux et des huiles et une vitesse sur route donnée (en y incluant l'influence de la neige, de la glace et du vent), on peut, en connaissant l'équilibre thermique stabilisé pour une température ambiante donnée, déterminer directement les températures de stabilisation des huiles pour n'importe quelle autre température ambiante. Autrement dit, si par la formule (91) on détermine le coefficient global de transmission thermique basé sur les mesures directes en service, on peut utiliser ce coefficient pour n'importe quelle autre situation sur route.

Sur la figure 4 on peut distinguer la baisse des températures des huiles entre le temps de 20 et 28 min après le départ. Ceci est dû à un arrêt imprévu sur la piste de d'essai. On peut y voir que la baisse des températures pour une période de 8 min est sensible, prouvant que dans une opération irrégulière, on arrive rarement aux températures maximales stabilisées, ce qui augmente encore davantage la consommation de carburant avec des huiles ayant une viscosité plus élevée.

Étant donné que les températures idéales stabilisées des huiles devraient se trouver entre 80 et 90°C, les températures maximales stabilisées d'environ 40°C pour le système de transmission de puissance sont bien trop basses et provoquent une consommation supplémentaire de carburant.

Par conséquent la différence de 20% entre la consommation du départ du voyage et la fin, après environ 2 heures, deviendrait bien plus importante si les températures étaient stabilisées aux environ de 80°C. Ceci est valable aussi bien pour l'huile de référence que pour l'huile synthétique.

5. RÉSULTATS DES ESSAIS

5.1 Établissement des pertes dans le système de transmission de puissance dues au brassage des huiles

Dans le chapitre D on a démontré la répartition des pertes dans le système de transmission de puissance des camions routiers. On distinguait deux catégories de pertes, le premier dépendant seulement de la vitesse sur route (pour des huiles données et pour une combinaison de températures données), et le deuxième dépendant de la vitesse sur route et du couple transmis par le système de transmission de puissance.

La première catégorie dont les résultats seront examinés ici, comprend les pertes dues au brassage des huiles, à la pompe de graissage dans l'essieu avant-arrière et aux frottements dans les joints d'étanchéité.

Dans l'annexe, on a exposé la méthode développée par l'Institut canadien de recherches en génie forestier appelée "décélération en roue libre", les roues tractrices du camion étant surélevées du sol.

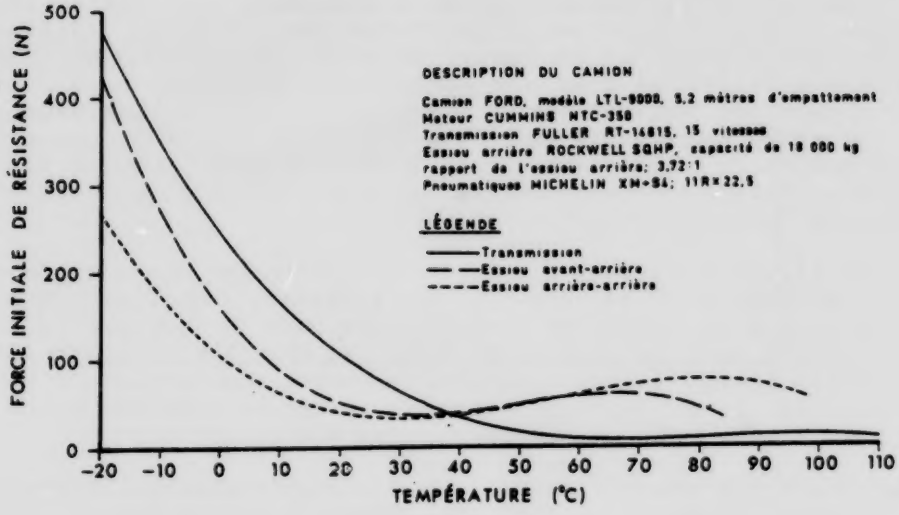

Figure 6 Force initiale de résistance due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en fonction de la température des huiles--huile de référence

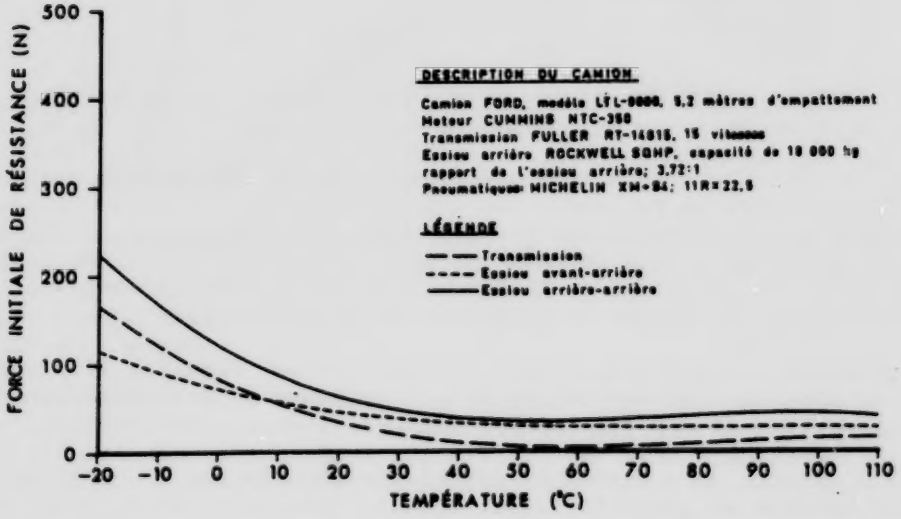

Figure 7 Force initiale de résistance due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en fonction de la température des huiles--huile synthétique

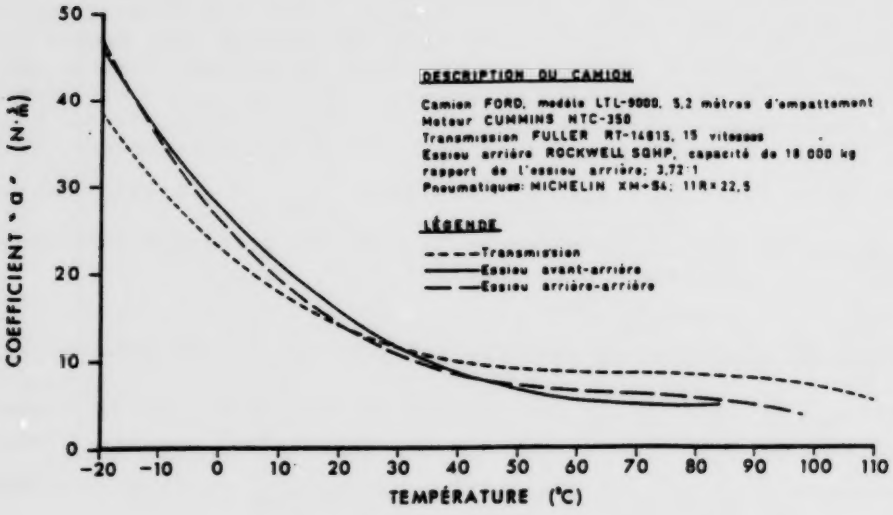

Figure 8 Coefficient "a" pour l'huile de référence en fonction de la température des huiles

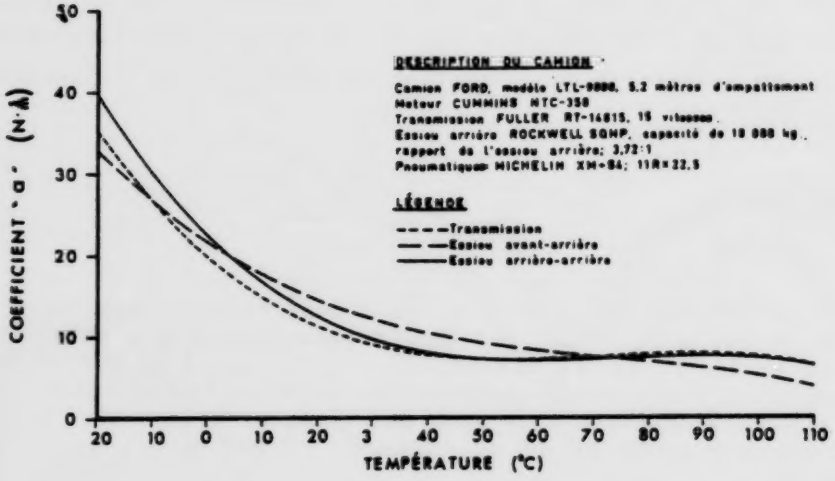

Figure 9 Coefficient "a" pour l'huile synthétique en fonction de la température des huiles

---

"a" Coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière.

Par cette méthode on a procédé aux essais avec les deux huiles étudiées, la transmission seule, puis l'essieu avant-arrière et enfin l'essieu arrière-arrière. Les résultats de ces essais sont donnés graphiquement sur les figures 6, 7, 8 et 9. En effet, la méthode d'étude employée nous a permis de déterminer les éléments nécessaires pour pouvoir calculer séparément pour n'importe quelle température d'huile de la transmission, de l'essieu avant-arrière et de l'essieu arrière-arrière, le coefficient "a" et la force initiale de résistance $\dot{F}_{BH_o}$, tous les deux relatifs au brassage de l'huile (comprenant la pompe de graissage dans l'essieu avant-arrière et les joints d'étanchéité).

Le coefficient "a" et la force initiale $\dot{F}_{BH_o}$ ainsi obtenus serviront plus tard à l'étude du bilan énergétique et à l'établissement des forces de résistance F_{FC} (F_{FCE}) dues aux frottements du système de transmission de puissance. Si on désire établir la force $\dot{F}_{BHE}$ et le coefficient a_E on se servira des figures précédentes en additionnant les valeurs pour les deux essieux arrière seulement (en excluant les valeurs pour la transmission).

Si maintenant on désire calculer la force totale de résistance $\dot{F}_{BH}$ due au brassage des huiles dans le système de transmission de puissance pour une combinaison de températures des huiles et pour une vitesse sur route v_r données, on se servira de l'équation (35) étudiée dans l'annexe, c'est-à-dire:

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_o} + a \cdot v_r \qquad (4)$$

Par cette formule on a calculé les forces ramenées aux roues tractrices. Ensuite en les multipliant par la vitesse en m/s, on a obtenu la puissance en W ou en hp (voir la figure 10). Enfin, on a lu sur la figure 11 les consommations correspondantes pour les deux huiles d'essais en fonction des températures des huiles pour des vitesses de rotation correspondant à la vitesse sur route de 80 et 40 km/h. C'est ainsi qu'on a établi la figure 12.

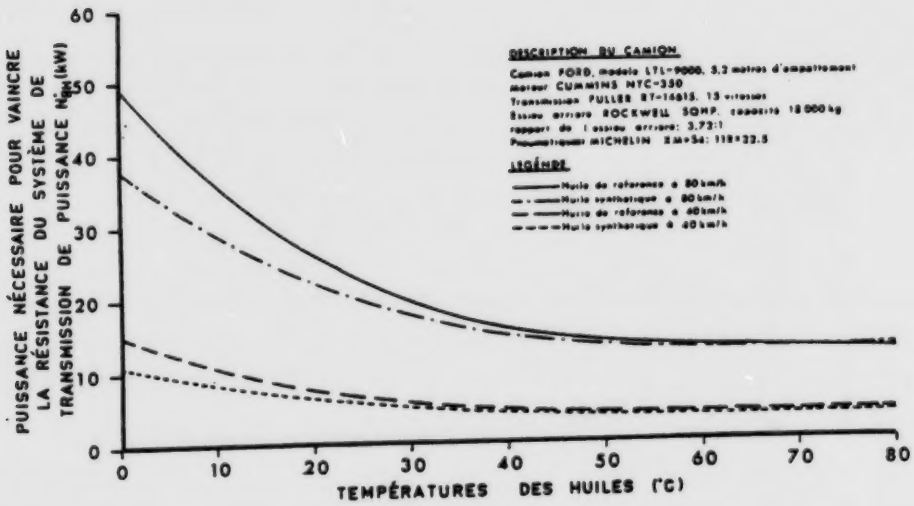

Figure 10 Résistances dues au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en foncion de la température des huiles*

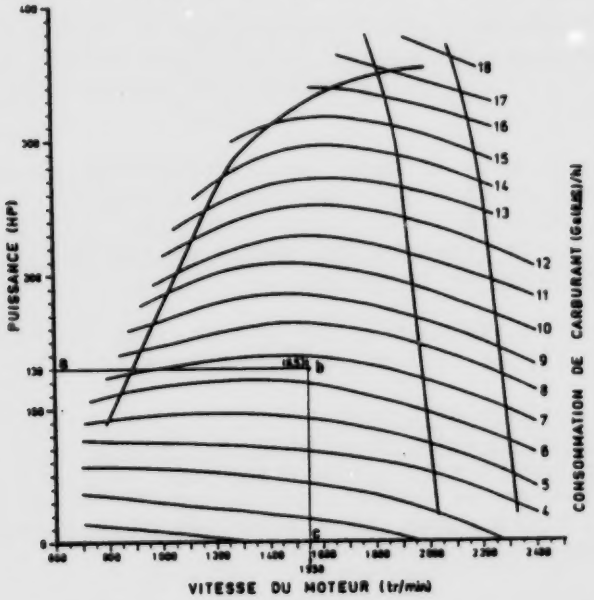

Figure 11 Courbes caractéristiques du moteur Cummins 261 kW (350 hp)

* Les puissances ont été calculées en supposant que les trois températures étaient les mêmes.

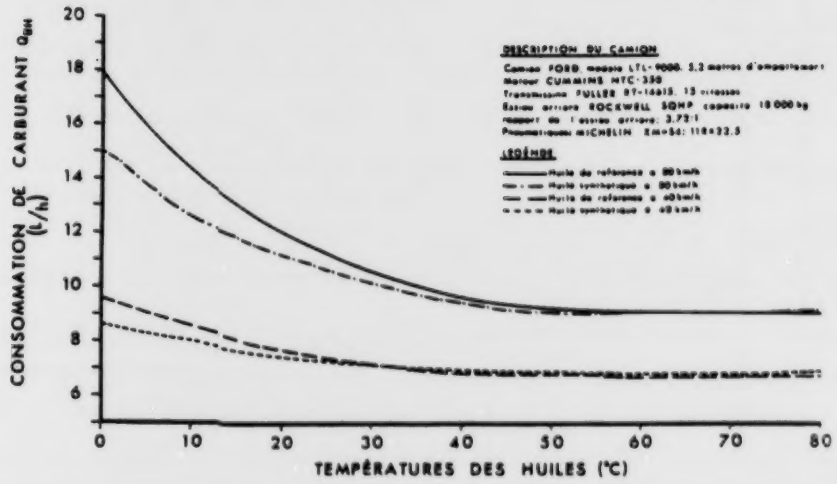

Figure 12 Consommation de carburant due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière en fonction de la température des huiles

On peut y voir qu'à 80 km/h, la différence de consommation lue en L/h, à une température de 45°C pour les huiles indiquées, est d'environ 0.5 L/h lorsqu'on a utilisé l'huile synthétique. Cette différence représente environ 1.4% de la consommation totale du camion (à vide et chargé) sur route à une vitesse de 80 km/h.

Ceci est dû aux différences des résistances au brassage de l'huile de référence par rapport à l'huile synthétique.

À partir des courbes déjà présentées, on peut constater que les résistances baissent en liaison directe avec l'augmentation des températures des huiles, c'est-à-dire avec l'abaissement de la viscosité. La même chose peut être dite de la différence de consommation déterminée entre les huiles synthétiques ayant les viscosités plus basses que les huiles de référence, aux mêmes températures.

5.2 Établissement des pertes dues à la résistance au roulement des pneumatiques et à la résistance de l'air

On vient de déterminer les coefficients "a" et la force initiale de résistance F_{BH_o} dus au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière, pour les deux huiles.

Il s'agit maintenant de déterminer la force de résistance au roulement et à l'air F_{A+R} [voir dans l'annexe 1.3.3 l'équation (54)].

Le bilan énergétique dans ce cas est exprimé par l'équation (56) donnée dans l'annexe 1.3.3 qu'on reproduit ici:

$$G_T \cdot \delta_A \left(\frac{dv_r}{dt} \pm \frac{g}{\delta_A} \cdot \sin\alpha_p\right) = - F_{TR_o}^{\bullet} - a \cdot v_r - c \cdot v_r^2 \qquad (5)$$

Pour pouvoir calculer le bilan énergétique d'un véhicule décélerant en roue libre, on doit au préalable connaitre le coefficient δ_A, qui est calculé par l'équation (25) donnée dans l'annexe. Après avoir déterminé tous les éléments on a obtenu le coefficient $\delta_A = 1.08$ dans le cas de l'ensemble (décélérant en roue libre) utilisé pour les essais. Ainsi on a pu déterminer, pour chaque dixième de seconde, la force F_{TR_o} et le coefficient "c" en connaissant le coefficient δ_A, la décélération dv_r/dt (obtenue soit par double dérivation de la relation distance-temps, soit par simple dérivation de la relation $v_r = ds/dt$ toutes deux enregistrées sur la route, voir figure 13), et en connaissant la déviation verticale α_p d'une portion de la piste d'essais de Blainville, obtenue par arpentage tous les 3 m.

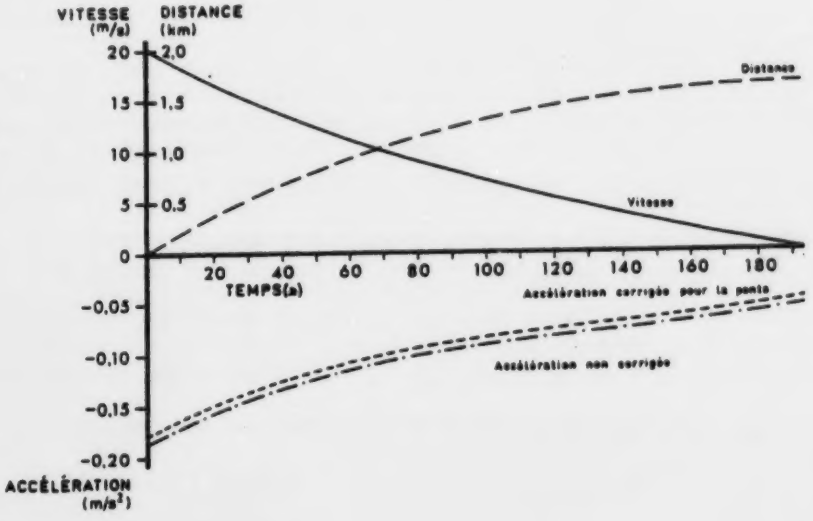

Figure 13 Diagramme distance, vitesse et accélération en fonction du temps (décélération en roue libre)

Le lecteur qui désire connaître le développement des méthodes théoriques est invité à consulter, dans l'annexe, les paragraphes 1.3.3.1 et 1.3.3.2.

On calcule la force initiale $\dot{F}_{TR_o}$ ($\dot{F}_{RR_o}$ + $\dot{F}_{BH_o}$) et le coefficient c par les deux méthodes précitées. On compare ensuite les forces totales à la figure 14. On peut y voir que pour les vitesses sur route couramment utilisées, la différence est minime, ce qui prouve que les deux méthodes sont correctes et comparables.

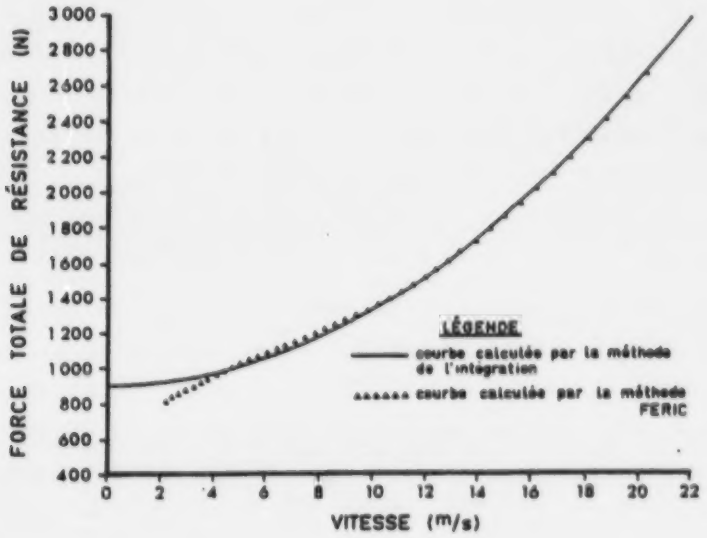

Figure 14 Forces totales de résistance d'un ensemble routier obtenues par la décélération en roue libre en fonction de la vitesse

Sur la partie droite de la piste de Blainville on a effectué les décélérations avec le camion et la remorque à vide en décélérant 13 fois dans un sens et 13 fois dans l'autre. Pour chaque essai on a déterminé d'après la méthode FERIC la force initiale $\dot{F}_{RR_o}$ et le coefficient "c" [voir dans le chapitre 1.3.3.2 de l'annexe l'équation (78)] et ensuite on a établi une moyenne générale. Ces calculs ont donné les résultats suivants:

c (moyen) = 5.58 $N \cdot s^2/m^2$; et

$\dot{F}_{RR_o}$ (moyen) = 867.02 N

Étant donné que la résistance au roulement des pneumatiques est en liaison directe avec la charge spécifique par pneu, le camion chargé avec une remorque fermée (du type fourgon) aura la même résistance de l'air mais la résistance au roulement sera directement proportionnelle à la charge. Dans le cas présent, le camion pesant 16 000 kg à vide et 46 820 kg chargé, la proportion est de 2.93. Par conséquent on aura pour le camion chargé la situation suivante:

$$c = k + KF = 0.4 \times 2.93 + 5.18 = 6.38 \text{ N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^2$$

$$\dot{F}_{RR_\bullet} = 867.02 \times 2.93 = 2540.4 \text{ N}$$

Cette méthode permettait de corriger, pour les températures des huiles dans le système de transmission de puissance, les valeurs indiquées ci-dessus lors de la décélération.

Ayant déterminé les coefficients a (a_E) et c et les forces $\dot{F}_{BH_\bullet}$ ($\dot{F}_{BHE_\bullet}$) et $\dot{F}_{RR_\bullet}$ ($\dot{F}_{BH_\bullet} + \dot{F}_{RR_\bullet} = \dot{F}_{TR_\bullet}$) on peut revenir à l'équation (49) dans l'annexe, et calculer la force F_{FCE} c'est-à-dire la force de friction dans les deux essieux arrière due à l'application du couple. On la calculera plus tard lors de l'étude des vitesses constantes sur route.

5.3 <u>Étude de l'échange thermique entre les huiles et l'environnement, lors des essais de stabilisation des températures, à une vitesse moyenne de 83 km/h, avec comparaison des deux huiles d'essai</u>

Ces essais ont été effectués sur la piste de Blainville [toutes les températures étant très basses (-15°C)] à une vitesse moyenne de 83 km/h jusqu'à la stabilisation des températures des huiles du moteur, de la transmission, des deux essieux arrière et du carburant.

Les résultats sont donnés sur les figures 3, 4 et 5.

Sur la figure 3 on a donné les courbes des températures (camion à vide) de l'huile et du carburant du moteur, de l'huile de la transmission et des huiles dans les deux essieux arrière, toutes les huiles étant de référence (15W40 dans le moteur et 80W90 dans la transmission et les deux essieux arrière). Cet essai a duré environ 2 heures. L'huile du moteur s'était stabilisée en environ 30 min, et les autres températures se sont stabilisées en environ 2 h d'essai. L'essai a été effectué à une température ambiante de 9°C.

Les températures des huiles se sont stabilisées à environ:

- huile moteur ≈100°C
- carburant ≈9°C
- transmission ≈60°C
- deux essieux arrière ≈50°C

Sur la figure 4 on a donné les courbes des températures (camion à vide) mais pour les huiles synthétiques (5W30 dans le moteur et 75W90 dans la transmission et les deux essieux arrière). L'huile du moteur s'était stabilisée en environ 30 min et les autres huiles dans un délai supérieur à 2 heures. L'essai a été effectué à une température ambiante de 0°C.

Les températures des huiles se sont stabilisées à environ:

- huile moteur ≈98°C
- carburant ≈6°C
- transmission ≈55°C
- deux essieux arrière ≈46°C

Si on compare les températures des deux huiles, on constate que les températures des huiles synthétiques sont légèrement inférieures à celles des huiles de référence. Ceci est dû à la différence des températures ambiantes lors des essais. Si on se reporte à l'annexe [équation (91)] on peut y voir que les températures stabilisées des huiles sont directement influencées par la température ambiante.

Sur les courbes des températures des huiles synthétiques, on peut voir une réduction des températures entre la 20e et 30e minute d'essai. Ceci est le résultat d'un arrêt forcé sur la piste des essais. Ces abaissements des températures prouvent qu'en opération réelle, dès qu'on s'arrête, les températures s'abaissent, réduisant par là-même les moyennes générales.

Concernant la stabilisation des températures, on peut dire qu'en réalité les moyennes sont toujours sensiblement moins élevées à cause des montées et des descentes sur la route, ainsi que des arrêts.

Ces essais prouvent que les camions routiers au Canada travaillent avec des températures des huiles beaucoup moins élevées qu'on a l'habitude d'assurer.

L'enregistrement continu des consommations de carburant lors des essais de stabilisa- tion correspondant aux figures 3 et 4, avec le camion à vide et les deux huiles, a démontré que la différence de consommation de carburant entre le moment où les températures du moteur sont stabilisées et celui où les températures du système de transmission de puissance sont stabilisées représente environ 8.5%, basé sur la consommation totale, le camion roulant à la vitesse de stabilisation.

Cette différence se compose de la différence pour le moteur et de la différence pour le système de transmission de puissance; autrement dit, elles ne sont pas séparées mais déterminées globalement. Plus tard nous comparerons les différences exprimées en consommation de carburant au moteur et les mesures du couple derrière le couple-mètre représentant les pertes dans les deux essieux arrière, pour les deux huiles.

Sur la figure 2 sont données les mesures continues du couple derrière la transmission et de la consommation de carburant correspondant aux températures données par la figure 5 pour le camion chargé. On peut y voir qu'il y a un abaissement de la consommation et du couple avec l'augmentation des températures des huiles, autrement dit avec l'abaissement des viscosités, favorisant bien entendu les huiles ayant des viscosités plus basses aux températures de service sur route.

5.4 Étude du bilan énergétique sur la piste de Blainville à des vitesses constantes sur route (20, 40, 60, 80 et 90 km/h) pour les deux huiles essayées

Les essais à des vitesses constantes sur route (toutes températures stabilisées) représentent un moyen idéal pour étudier le bilan énergétique d'un véhicule de transport.

Pour s'assurer de la justesse des mesures, on a tourné sur la piste 5 fois dans chaque direction. De cette manière, les moyennes des mesures ont été dégagées pour chacune des vitesses précitées. Les résultats ont été corrigés dans le cas où les températures des huiles ou les températures ambiantes étaient différentes lors des essais.

Le bilan énergétique dans ce cas est représenté par la formule (49) de l'annexe, qui est reproduite ici sous une forme modifiée pour opposer la force de traction aux roues aux forces de résistance sur la route:

$$F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE} = \dot{F}_{RR_o} + c \cdot v_r^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p \qquad (6)$$

Dans cette formule la résistance due à la déviation verticale de la route est éliminée étant donné qu'on a essayé dans les deux sens de la piste à Blainville et que d'autre part, la force $\dot{F}_{RR_o}$ et le coefficient c sont calculés en tenant compte de la dénivellation verticale.

La force des résistances dues au roulement des pneumatiques et à l'air est donnée par l'équation suivante [voir dans l'annexe l'équation (54)]:

$$F_{A+R} = \dot{F}_{RR_o} + c \cdot v_r^2 \qquad (7)$$

Dans le paragraphe 5.2 on donne la force initiale de résistance $\dot{F}_{RR_o}$ et le coefficient c (pour le camion chargé et à vide) obtenus sur la partie droite de la piste d'essais de Blainville. Par conséquent, la force F_{A+R} faisant partie des équations (6) et (7) est connue.

La force $\dot{F}_{BHE}$ est donnée par l'équation suivante:

$$\dot{F}_{BHE} = \dot{F}_{BHE_o} + a_E \cdot v_r \qquad (8)$$

où:

$\dot{F}_{BHE}$ - force de résistance due au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, (N)

$\dot{F}_{BHE_o}$ - force de résistance à une vitesse proche de zéro due au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, (N)

a_E - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, (N·s/m)

La force initiale $\dot{F}_{BHE_o}$ et le coefficient a_E peuvent être déterminés à partir des figures 6, 7, 8 et 9.

Le couple mesuré par le couple-mètre est ramené aux roues et transformé en force tangentielle par la relation suivante [voir dans l'annexe l'équation (31)]:

$$F_{CMR} = \frac{M_{CM} \cdot i_{EA}}{r^T_{CD}} \qquad (9)$$

où:

F_{CMR} - force tangentielle obtenue par la mesure au couple-mètre et ramenée aux roues, (N)

M_{CM} - couple mesuré au couple-mètre, (N·m)

i_{EA} - rapport de l'essieu arrière

r^T_{CD} - rayon des pneumatiques de traction (chargés) avec l'application du couple, (m)

Par conséquent [voir l'équation (32) dans l'annexe] la seule inconnue dans le bilan est la force F_{FCE} due à la résistance au frottement dans les deux essieux arrière provoquée par l'application du couple. Si on l'isole dans l'équation (32), on aura:

$$F_{FCE} = F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - \dot{F}_{RR_o} - c \cdot v_r^2 \qquad (10)$$

C'est par ces équations qu'on a établi la courbe II pour un camion chargé (voir la figure 15), testé dans les deux sens de la piste, avec les huiles synthétiques dans le moteur, la transmission et les deux essieux arrière. Sur cette même figure, les puissances sont indiquées en partant de zéro. Toujours, sur cette figure, on a indiqué la puissance N_{BHE} représentant la résistance due au brassage (courbe I) et l'addition des deux forces (courbe III).

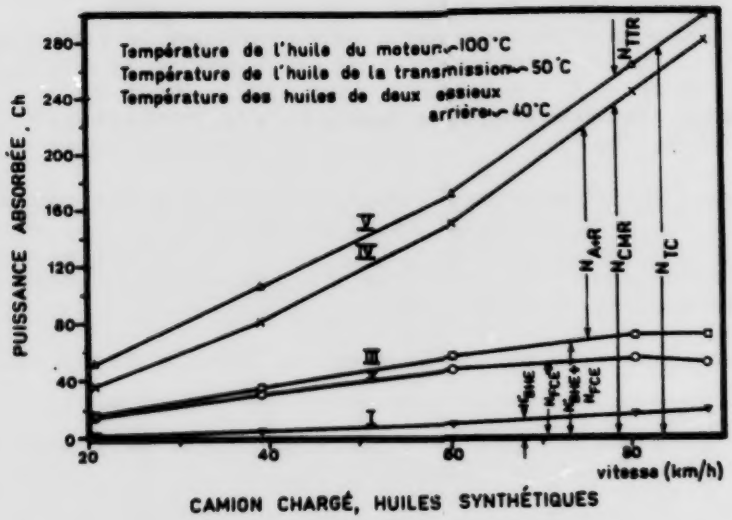

Figure 15 Bilan énergétique sur la piste de Blainville obtenu à partir des essais aux vitesses constantes

Il est intéressant de noter que la résistance due à l'application du couple est beaucoup plus élevée que la résistance due au brassage aux températures des huiles indiquées sur la figure.

La courbe V représente la puissance totale, en hp, nécessaire pour maintenir une vitesse donnée. Elle est obtenue à partir de la consommation sur route enregistrée par le système FERIC. Au moyen de la figure 11, pour les vitesses de rotation du moteur en tr/min correspondantes aux vitesses sur route, on a lu les puissances en hp. Cette puissance totale peut être exprimée par la relation suivante:

$$N_{TC} = \dot{N}_{BHE} + N_{FCE} + N_{A+R} + \overbrace{\dot{N}_{BHT} + N_{FCT}}^{N_{TTR}} \qquad (11)$$

où:

N_{TC} - puissance totale obtenue par la consommation de carburant mesurée, (hp)

$\dot{N}_{BHE}$ - puissance absorbée dans les deux essieux arrière par le brassage des huiles, (hp)

N_{FCE} - puissance absorbée dans les deux essieux arrière par les frottements avec le couple appliqué, (hp)

N_{A+R} - puissance absorbée par les résistances au roulement des pneumatiques et de l'air, (hp)

$\dot{N}_{BHT}$ - puissance absorbée par le brassage de l'huile de la transmission, (hp)

N_{FCT} - puissance absorbée par le frottement dans la transmission avec application du couple, (hp)

N_{TTR} - puissance totale absorbée dans la transmission, (hp)

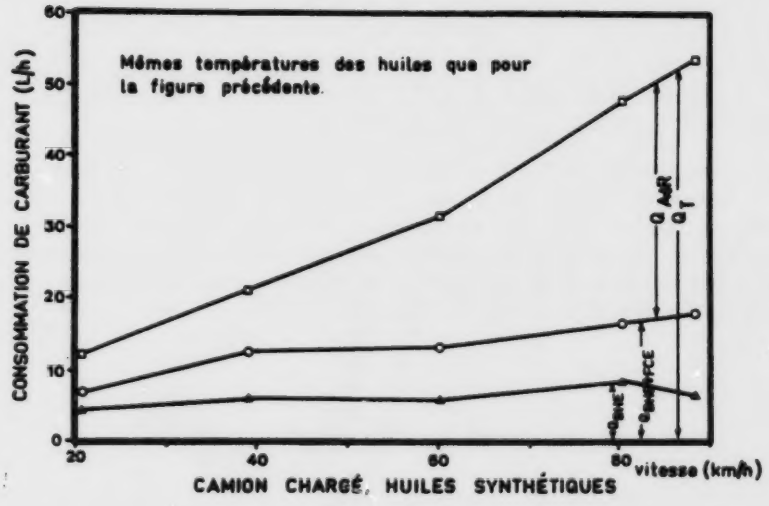

Figure 16 Bilan énergétique total exprimé en consommation de carburant au moteur, à différentes vitesses

Sur la figure 16 on donne le même bilan, mais exprimé en consommation de carburant (L/h) pour les diverses pertes.

La figure 17 donne les rendements du système de transmission de puissance aux températures moyennes des huiles synthétiques de 45°C dans les trois éléments. On peut y voir que le rendement, à 90 km/h, est de 0.70, et à 20 km/h il est de 0.39. Autrement dit, le rendement baisse avec la réduction de la vitesse.

Le rendement moyen par exemple, à 60 km/h, est de 0.55, sensiblement moins élevé que les rendements utilisés couramment dans l'industrie pour des températures des huiles se trouvant aux alentours de 80°C.

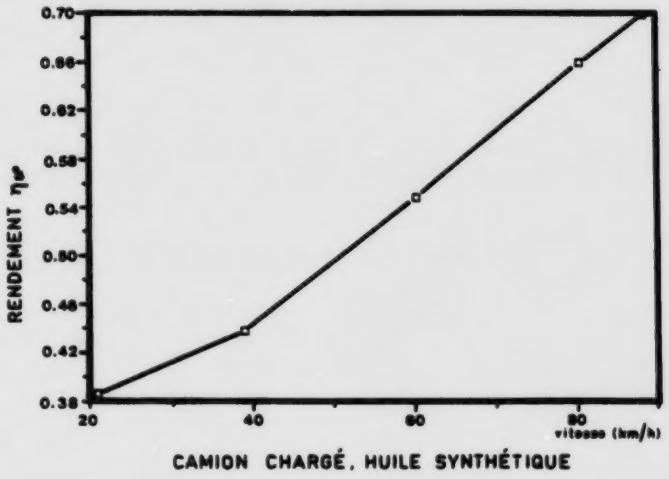

Figure 17 Rendements η_{SP} du système de transmission de puissance aux différentes vitesses

5.5 Comparaison des consommations de carburant avec les deux huiles d'essai aux diverses vitesses constantes

La figure 18 donne les consommations totales de carburant, camion à vide pour des vitesses allant de 20 km/h à 90 km/h avec les deux huiles d'essai. Chaque essai a été réalisé en effectuant 5 tours sur la piste dans chaque direction (environ 70 km). Toutes les consommations de carburant ont été corrigées en fonction des températures égalisées des divers éléments du système de transmission de puissance.

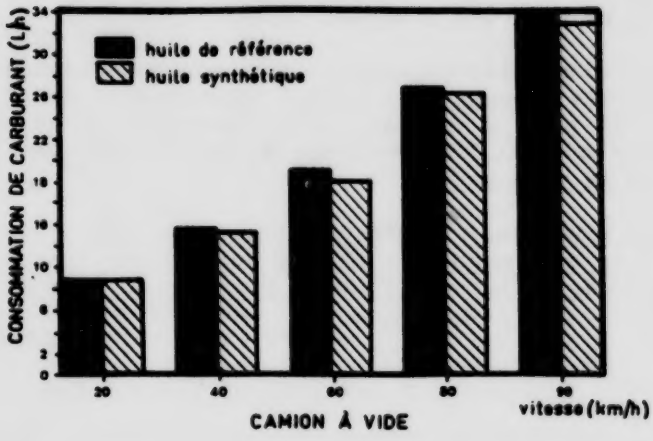

Figure 18 Comparaison des consommations totales de carburant en fonction de la vitesse, entre les deux huiles d'essai

La différence moyenne des consommations à toutes les vitesses est 2.74%.

La figure 19 donne les consommations totales de carburant, camion chargé, pour des vitesses allant de 20 km/h à 90 km/h avec les huiles synthétiques et à 20, 80 et 90 km/h pour les huiles de référence (même méthode d'essais).

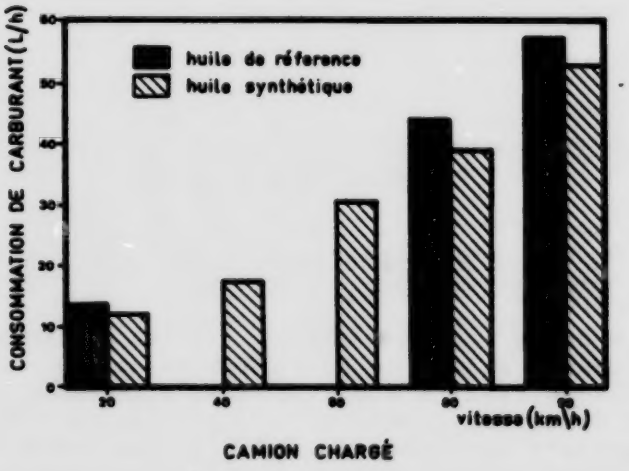

Figure 19 Comparaison des consommations de carburant en fonction de la vitesse, entre les deux huiles d'essai

La différence moyenne des consommations aux vitesses de 20, 80 et 90 km/h est de 10.23%.

La moyenne générale, camion chargé et camion à vide est par conséquent de 6.5%.

Cette différence de consommation inclut le moteur, la transmission et les deux essieux arrière. Pour pouvoir séparer l'influence du moteur de l'influence du système de transmission de puissance, on comparera les pertes totales dans les deux essieux et la transmission aux pertes par frottements internes dans le moteur.

Les pertes internes moyennes du moteur Cummins NTC-350 sont d'environ 30 ch. Les pertes totales moyennes de la transmission et des deux essieux arrière sont d'environ 80 ch (voir la figure 15).

Les consommations correspondantes sont:
- pour 80 ch on a 16.28 L/h (obtenu sur la figure 11); et
- pour 30 ch on a 9.27 L/h.

La répartition des consommations est de 62% dans la transmission et les deux essieux, et 38% dans le moteur. Toute différence de consommation entre les deux huiles, par conséquent, doit être répartie comme ci-dessus.

5.6 Comparaison des consommations de carburant "en accélération" sur la piste de Blainville

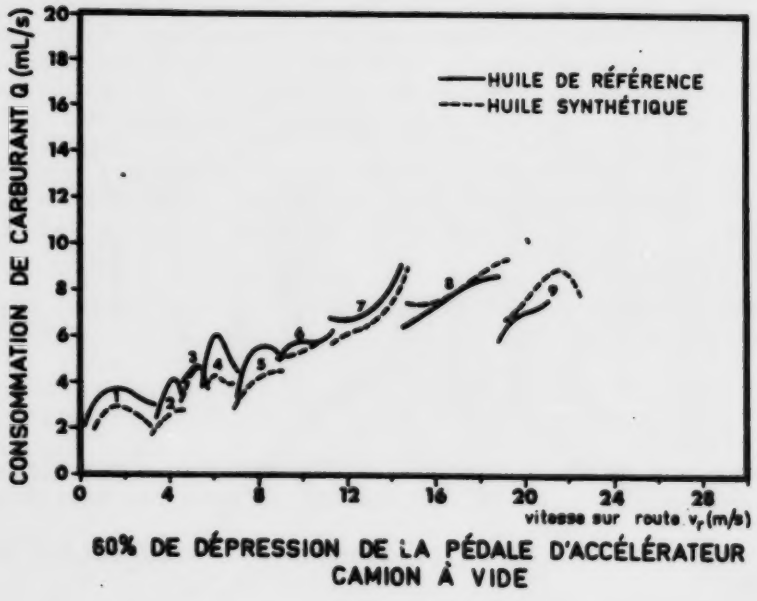

Figure 20 Comparaison des consommations de carburant mesurées "en accélération" sur la piste vs vitesse sur route (voir aussi fig. 25)

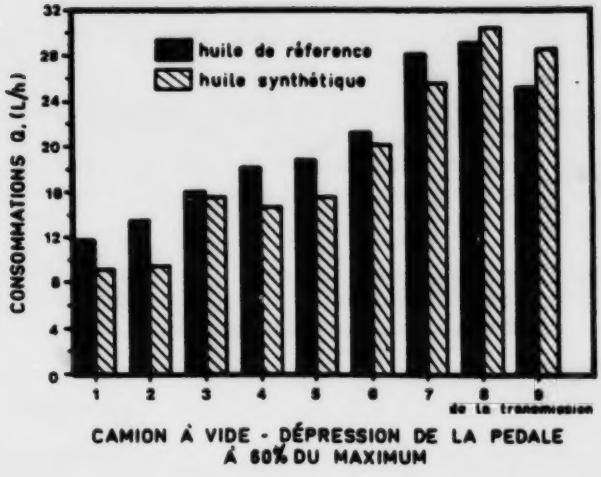

Figure 21 Comparaison des consommations de carburant mesurées "en accélération" sur la piste vs rapport de transmission

Sur la portion droite de la piste d'essais de Blainville, on a procédé aux accélérations en démarrant et en remontant tous les rapports de la transmission, camion à vide, avec les deux huiles d'essai. Ces essais ont été répétés 10 fois dans les deux directions et pour différentes dépressions de la pédale d'accélérateur. La figure 20 représente l'accélération avec une dépression de la pédale de 60% du total et la figure 22 avec une dépression de 80% du total. Les courbes données ont été obtenues par régression polynomiale à partir des points réels. Quelques déformations des courbes sont visibles, parce que le chauffeur a tronqué les vitesses du moteur avant de changer dans un rapport supérieur de la transmission. Par conséquent on devait remplacer cette portion par la régression polynomiale.

La différence moyenne de consommation de carburant (pour tous les rapports) est la suivante:

- avec 60% de dépression de pédale, on a consommé, avec les huiles synthétiques environ 7% de moins de carburant qu'avec les huiles de référence;
- avec 80% de dépression, on a consommé, avec les huiles synthétiques environ 10% de moins de caburant qu'avec les huiles de référence.

Les figures 21, 22, 23 et 24 donnent ces différences sous une forme graphique.

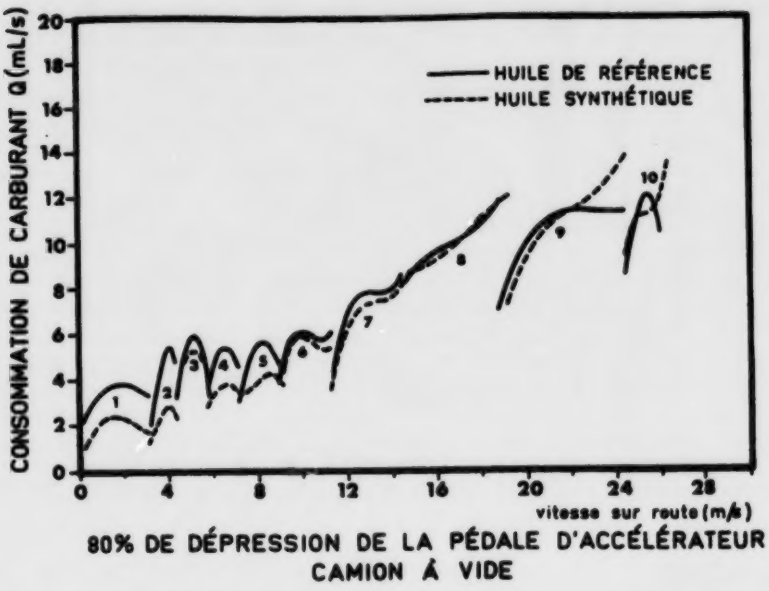

Figure 22 Comparaison des consommations de carburant pour les deux huiles "en accélération" vs vitesse sur route

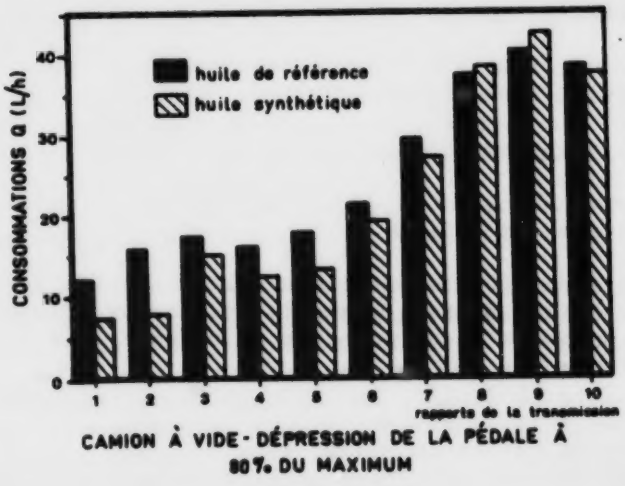

Figure 23 Comparaison des consommations de carburant pour les deux huiles "en accélération" vs rapport de la transmission

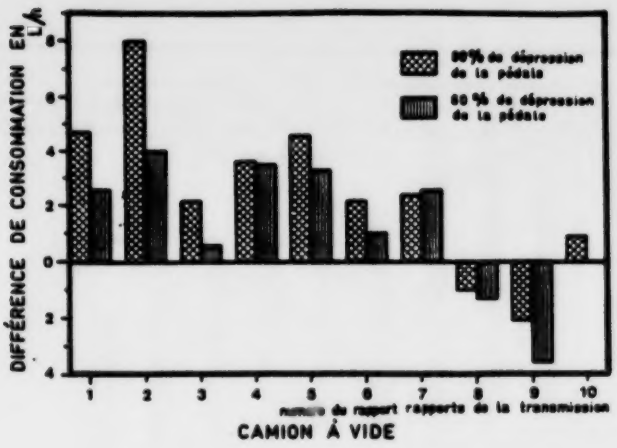

Figure 24 Comparaison des différences de consommations de carburant pour les deux huiles d'essai "en accélération" vs rapport de transmission

5.7 Comparaison des consommations de carburant entre les deux huiles d'essai en service normal sur route (Mont-Laurier, Ferme-Neuve, Lac des Écorces, Mont-Laurier)

Pour comparer les résultats trouvés dans des conditions contrôlées sur la piste à Blainville, on a procédé aux essais en service normal sur route dans la région de Mont-Laurier. Ces essais ont été poursuivis dans les deux sens indiqués, sur une même distance et avec le même chauffeur.

La consommation étant de 56 L/h avec les huiles synthétiques et de 59.58 L/h avec les huiles de référence, la différence est de 6%.

Ce résultat confirme les valeurs trouvées dans les conditions contrôlées sur la piste de Blainville.

5.8 Examen des résultats

5.8.1 Pertes dans le système de transmission de puissance dues au brassage des huiles

Ces pertes sont directement liées à la viscosité des huiles. Dans le cas de nos deux huiles d'essai, dans le système de transmission de puissance seulement, on avait les viscosités suivantes:

à 40°C → 158 cSt
à 100°C → 16,7 cSt
pour l'huile de référence 80W90, et
à 40°C → 100 cSt
à 100°C → 15,8 cSt
pour l'huile synthétique 75W90.

Ces différences de viscosité ont provoqué une différence de consommation de carburant d'environ 1.4%, à 80 km/h sur route, aux températures des huiles de 45°C et pour un camion chargé et à vide (moyenne).

Si les températures des huiles étaient par exemple à 10°C on aurait une différence de consommation de 4,3% exclusivement due au brassage des huiles dans le système de transmission de puissance (voir la figure 12). Ces températures stabilisées des huiles ont été obtenues avec une température ambiante d'environ 4.5°C (9°C et 0°C). En se rapportant à l'équation (91) de l'annexe on voit que les températures stabilisées dans la transmission et les deux essieux arrière se déplacent en liaison directe avec la température ambiante, et on se rend compte que pendant l'hiver, les températures stabilisées des huiles seront encore plus basses et par conséquent les différences de consommation de carburant seront encore plus élevées, entre les huiles de différentes viscosités. Pour se rendre compte de cela se reporter aux figures 6, 7, 8 et 9.

Sur la figure 4 on a pu constater que chaque arrêt du camion, d'autre part, provoque un abaissement des températures des huiles et par conséquent des différences de consommation de carburant encore plus élevées.

Il serait intéressant d'étudier à l'avenir la création de nouveaux produits de lubrification qui réduiraient d'une manière plus substantielle les pertes énergétiques dues au brassage des huiles dans le système de transmission de puissance des machines automobiles.

5.8.2 Essais de stabilisation

Comme on le démontre dans l'annexe, les températures stabilisées des huiles dépendent de la température ambiante, de la racine carrée de la libération de chaleur Q', de la racine carrée de l'inverse du coefficient global de transmission thermique k, et de la racine carrée de l'inverse de la surface refroidie.

Par exemple, à une vitesse sur route donnée, avec un système de transmission de puissance donné, et avec des huiles données, la température stabilisée dépendra directement de la température ambiante ou des conditions ambiantes. De cette manière dans notre cas on pourra prédire les températures intermédiaires de stabilisation ou les températures stabilisées en ayant des enregistrements comme sur la figure 3, par la formule (90).

Sur la figure 2 on peut voir que la consommation de carburant et le couple mesuré derrière le couple-mètre baissent pendant les 60 premières minutes de mouvement, ce qui prouve que les températures des huiles influencent grandement la consommation énergétique et l'usure du système de transmission de puissance d'un véhicule.

Certains spécialistes des huiles de graissage estiment que les additifs "anti-usure" à base de phosphore et de soufre ne réagissant plus, en dessous des températures de 60°C, avec les parois en frottement, causent ainsi une augmentation considérable de l'usure du système de transmission de puissance. Si c'est le cas, les résultats des investigations de cette étude prouvent que le sujet de lubrification au Canada mérite d'être étudié à l'avenir d'une manière scientifique et systématique.

5.8.3 Essais sur route à des vitesses constantes

L'observation de la figure 15 appelle des commentaires suivants:

- Les résistances du système de transmission de puissance dues au brassage des huiles F_{BH} augmentent presque linéairement avec les vitesses sur route.

- Les résistances du système de transmission de puissance dues aux frictions F_{FC} avec les couples appliqués, augmentent d'abord (jusqu'à 60 km/h linéairement avec les vitesses sur route et ensuite (entre 60 et 80 km/h) sous forme curviligne pour atteindre le maximum à 80 km/h. Ensuite, elles baissent légèrement à 90 km/h. Autrement dit, les pertes par frottements sont au maximum vers les vitesses élevées (avec le camion en charge, de 46 820 kg de masse, les pertes représentent environ 83 ch.

Les rendements du système de transmission de puissance sont donnés sur la figure 17 pour le camion chargé. On peut y voir que le rendement à 90 km/h est égal à 0.70, et à 20 km/h à 0.39 pour les températures des huiles à environ 45°C. Les figures démontrent que les rendements de 0.83 à 0.86 couramment utilisés en supposant les températures des huiles à 90°C lors de la spécification des machines sont bien trop élevés pour représenter la réalité canadienne, surtout pendant l'hiver.

Lors d'une étude prochaine, il serait intéressant d'approfondir le sujet des rendements pour les diverses huiles, aux diverses températures, couples et vitesses sur route pour une machine donnée. Ceci servirait à établir de meilleurs standards de spécification des machines.

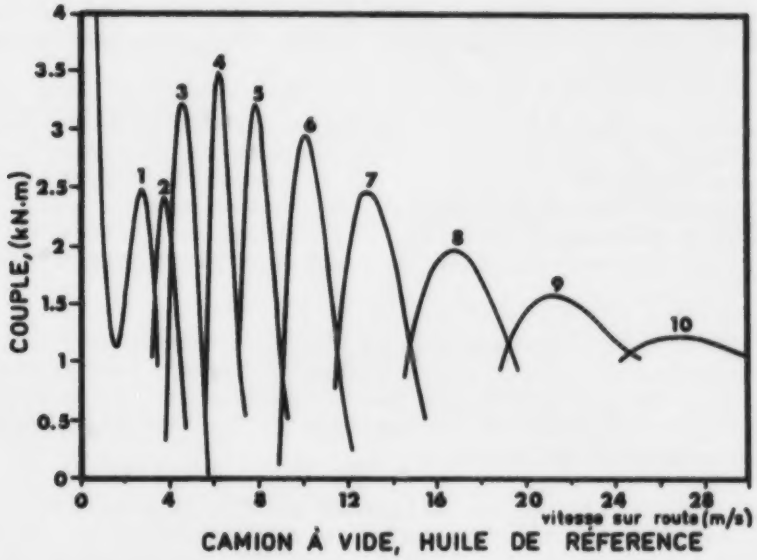

Figure 25 Couple en fonction de la vitesse sur route obtenu lors des essais "en accélération"

La comparaison des consommations, pour les deux huiles d'essai, montre qu'une huile--dans moteur ou dans le système de transmission de puissance--ayant une courbe de viscosité plus basse et plus plate pour les températures rencontrées en utilisation, apporte des avantages importants en demande de puissance et en consommation énergétique, à condition que ses qualités anti-usure soient les mêmes.

Une différence de consommation énergétique de 6.5% (camion chargé et à vide) pour la gamme des vitesses essayées, entre les huiles de référence et les huiles synthétiques, prouve qu'il serait très utile pour le pays d'étudier ce sujet à fond en essayant de créer de nouveaux produits encore meilleurs que 5W30 pour le moteur et 75W90 pour le système de transmission de puissance.

La répartition des différentes pertes entre le moteur et le système de transmission de puissance étant approximativement un tiers/deux tiers (voir page 27), une étude approfondie du côté du moteur seulement serait souhaitable dans un proche avenir.

5.8.4 Essais "en accélération"

Si on se reporte aux figures 20 et 21, on constate que les différences de consommations augmentent directement avec le couple transmis. Par exemple, les différences les plus importantes (jusqu'à 20% entre les deux huiles) se trouvent en 4e rapport de la transmission, ce qui est en rapport direct avec le couple transmis (voir la figure 25). Avec la réduction du couple vers les rapports plus rapides, on constate que la différence de consommation baisse également. Ceci prouve que les différences de consommation d'énergie dépendent non seulement des viscosités mais dans une plus grande mesure des qualités lubrifiantes des diverses huiles. Par exemple dans notre cas, l'huile synthétique est supérieure à l'huile de référence en ce qui concerne la lubrification avec les couples appliqués. Il serait très intéressant d'étudier la liaison scientifique entre le couple et les pertes aux vitesses constantes par exemple.

Les différences de consommation de carburant entre les deux huiles sont données graphiquement sur la figure 24. Elles sont de 7% pour la dépression de la pédale d'accélérateur à 60%, et de 10% à 80%. Ces différences, étant supérieures à la différence moyenne aux vitesses constantes, prouvent que les pertes sont directement liées au couple transmis, qui "en accélération" est plus élevé qu'aux vitesses constantes (pour la même vitesse sur route).

5.8.5 Essais en service normal

La différence de consommation sur route, étant d'environ 6%, confirme l'exactitude des mesures effectuées dans des conditions contrôlées et par conséquent le bien-fondé de la méthode d'évaluation des pertes énergétiques directement sur la route, établie par FERIC.

6. CONCLUSIONS

Le système d'enregistrement automatique des données que FERIC avait commencé à mettre au point il y a 5 ans a été perfectionné et adapté aux besoins de cette étude; il a fourni des résultats constants et justes, vérifiés par d'autres méthodes d'essai, comparaison avec des calculs théoriques et des données obtenues d'un camion en service réel sur route.

Les méthodes théoriques d'évaluation énergétique en service réel établies par FERIC ont été confirmés par cette étude, corroborant les résultats obtenus par le passé (figure 14).

Les différences de consommation d'énergie entre les deux huiles d'essai, obtenues dans des conditions contrôlées, ont été confirmées par les essais en service réel. Des avantages, en termes d'économie de carburant, ont été identifiés pour les huiles synthétiques, aussi bien à cause de leur viscosité moyenne plus basse aux températures qui prévalaient, qu'à cause de leurs propriétés lubrifiantes qui réduisent l'élément "frottement" des pertes d'énergie dans le système de transmission de puissance.

Les mécanismes régissant les pertes dans le système de transmission de puissance ont été abordés, mais nécessiteraient des études futures.

La séparation des pertes dues au brassage des huiles et des pertes dues aux frottements a été réalisée, et les proportions ont été déterminées. La connaissance de ces proportions permettra de faire une analyse comparative de la conception et des matériaux du système de transmission de puissance.

Enfin, les pertes dues aux frottements internes du moteur ont été isolées des pertes dans le système de transmission de puissance, ce qui permettra de mieux comprendre le fonctionnement d'un moteur en service réel, et ainsi d'identifier d'éventuelles conceptions, ou des modifications propres à améliorer le rendement et l'efficacité des moteurs de camion.

ANNEXE

1. DÉTERMINATION DES PERTES ÉNERGÉTIQUES D'UN ENSEMBLE DE TRANSPORT SUR LA ROUTE

1.1 Avant-propos

Dans les rapports RT-53, RT-55 et RT-61 publiés par l'Institut Canadien de recherches en génie forestier respectivement en 1982, 1984 et 1985, on a étudié le bilan énergétique d'un véhicule sur la route et les moyens de déterminer certains éléments de ce bilan. En effet, il était nécessaire de quantifier l'influence d'un facteur (par exemple, l'influence de différents gonflages des pneumatiques d'un ensemble routier, sur la consommation énergétique, toutes autres conditions étant les mêmes) sur la performance et la consommation énergétique d'un véhicule de transport. Bien entendu, ces enquêtes devaient se faire directement aux endroits où on transporte, sans qu'on soit obligé de dépendre des essais en laboratoire.

Pour ce faire, on a élaboré des méthodes qui, dans nos conditions particulières, devraient permettre d'étudier un ou plusieurs éléments du bilan énergétique d'une manière précise et réaliste. Depuis plus de quatre ans on travaille à leur perfectionnement, et dans ce qui suit, tout en décrivant les bases théoriques du bilan énergétique, on expose les dernières versions* des méthodes de détermination des éléments énergétiques d'un véhicule routier.

1.2 Description du bilan énergétique d'un véhicule dans sa forme la plus générale

Le bilan énergétique d'un ensemble routier est représenté par l'équilibre des forces résistantes externes et internes agissant contre la force exercée au sol par les roues de traction à une vitesse sur route et à un endroit donnés. Un ensemble, considéré comme une valeur fixe (à l'instant de l'évaluation de l'équilibre énergétique), subit une multitude de résistances à l'avancement dont les plus importantes sont: inertie de l'accélération; résistances au roulement des pneumatiques (incluant tous les facteurs qui contribuent à cette résistance comme: le gonflage, la configuration et le type, la surface de la route, les virages, l'écartement des essieux du tracteur et de la remorque, l'inclinaison verticale de la route etc.), la résistance de l'air (en y incluant le vent), et enfin, la résistance totale du système de transmission de puissance.

---

* Elles sont très originales et uniques au monde actuellement.

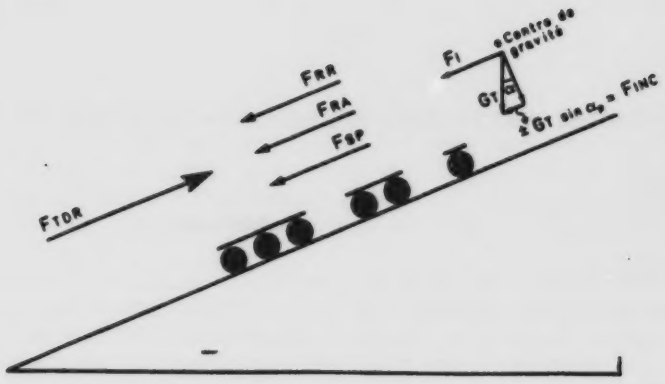

Figure 26 Équilibre énergétique des forces agissant sur un véhicule de transport

La figure 26 donne schématiquement les forces agissant sur un ensemble de transport à un moment donné sur la route. Mises sous forme d'une équation générale, elles peuvent être représentées de la manière suivante:

$$F_{TDR} = F_{SMD} - F_{SP} = F_{DRR} \cdot \cos\alpha_p + F_{RA} \pm F_I \pm F_{IR} \pm F_{INC} \qquad (12)$$

où:

F_{SMD} - force dynamique de propulsion à la sortie du moteur, (N)

F_{TDR} - force dynamique totale de traction aux roues tractrices (comprenant la force d'inertie en accélération ou en décélération), (N*)

---

* La différence entre cette force au contact des roues motrices au sol et l'indication du couple-mètre monté entre la transmission et les deux essieux arrières dans le camion expérimental nous donnera les pertes totales dans les deux essieux, autrement dit la force de résistance correspondante F_{SPE}, pour les deux essieux seulement (on tient automatiquement compte des pertes dans la transmission étant donné que le couple-mètre est monté derrière la transmission).

F_{DRR} - force dynamique de résistance au roulement des pneumatiques (comprenant tous les éléments de résistance au roulement indiqués dans le rapport de FERIC RT-55, D.9.1), (N)

F_{RA} - force dynamique de résistance de l'air (comprenant l'influence du vent), (N)

F_{SP} - force dynamique de résistance du système de transmission de puissance (comprenant la résistance au brassage de l'huile et la résistance provoquée par le frottement sous l'influence du couple et de la vitesse du système propulsif), (N). L'étude de cette force pour deux huiles différentes est l'objet principal de ce projet.

F_I - force d'inertie du véhicule (en accélération ou en décélération), (N)

F_{INC} - force directionnelle de résistance due à l'inclinaison verticale d'une portion de la route, (N). Elle est égale à $g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p$ où G_T est la masse de l'ensemble en kg, α_p est l'angle d'inclinaison de la route et g l'accélération terrestre

F_{IR} - force d'inertie des roues et du système propulsif, (N)

Ce bilan énergétique étant sous sa forme la plus générale doit être développé (basé sur les théories classiques et l'expérience des chercheurs dans le monde) plus en détail pour qu'on puisse l'étudier. Nous nous efforcerons d'ailleurs, au moyen des résultats obtenus par les mesures directes, de vérifier les théories existantes.

Tout d'abord, considérons la force dynamique globale de résistance au roulement des pneumatiques d'un ensemble routier F_{DRR}. Elle est égale à:

$$F_{DRR} = \dot{F}_{RR} + F_M + F_\delta + F_C + F_{SD} + F_{SC} + F_{IR} \qquad (13)$$

où:

$\dot{F}_{RR}$ - force de résistance au roulement sur une route idéalement plate et droite sans application du couple (traction). L'exposant "$\cdot$" veut dire à un couple de traction égal à zéro, (N). L'étude de cette force sera démontrée plus tard dans la section traitant la "décélération en roue libre".

La force $\dot{F}_{RR}$ est donnée par la formule suivante:

$$\dot{F}_{RR} = \dot{F}_{RR_o} + k \cdot v_r^2 \qquad (14)$$

où:

$\dot{F}_{RR_o}$ - force de résistance au roulement à une vitesse proche de zéro, (N)

k - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance au roulement en fonction du carré de la vitesse, $(N \cdot s^2/m^2)$

v_r - vitesse sur route, (m/s)

La détermination de la force initiale $\dot{F}_{RR_o}$ et du coefficient k sont l'objet de l'étude qui sera exposée plus loin. Dorénavant, on considérera que les forces F_δ, F_C, F_{SD}, F_{SC} et F_{IR} seront incluses dans la force $\dot{F}_{RR}$, étant donné qu'on fera des essais comparatifs (toujours avec la même unité et sur la même route).

F_M - force additionnelle due à l'application du couple aux roues motrices, (N). Elle est calculée par la formule suivante:

$$F_M = \frac{F_{TDR} \cdot (\dot{r}_{CD} - r^T_{CD})}{G_T \cdot \dot{r}_{CD}} \qquad (15)$$

où:

G_T - masse totale de l'ensemble, (kg)

$\dot{r}_{CD}$ - rayon des pneumatiques de traction (chargés), sans application du couple, (m)

Les rayons $\dot{r}_{CD}$ et r^T_{CD} peuvent être calculés soit par les formules empiriques approximatives, soit par la totalisation directe du nombre de tours des roues tractrices pour une portion de route dont la longueur est préalablement déterminée. D'où on extrait le rayon.

Si l'on fait des essais en roue libre, on détermine le rayon cinématique (sans application du couple) et si l'on essaie avec application du couple, on obtiendra le rayon dynamique.

F_δ - force de résistance au roulement due à l'angle de dérive latérale des roues avant (roues directrices), (N). Elle apparait au moment où un camion négocie un virage. La détermination de cette force en fonction de la courbure de la route est l'objet d'un autre projet que FERIC a entrepris avec le Ministère du transport.

F_{SD} - force de résistance au roulement provoquée par la déformation du sol, (N). L'étude de cette résistance en fonction de la déformation permanente de la route fait l'objet d'un projet spécial que FERIC étudie actuellement

F_C - force de résistance au roulement provoquée par l'angle de carrossage des roues avant (directrices), (N)

F_{SC} - force de résistance au roulement provoquée par le genre et la vibration de la suspension, (N). L'étude de cette résistance fera l'objet des études de FERIC dans un proche avenir

Ensuite, nous considérons la force dynamique globale de la résistance de l'air F_{RA} (en y incluant la direction et la vitesse du vent).

Cette force est donnée par la relation suivante:

$$F_{RA} = K \cdot S_C \cdot (v_r^v)^2 \cdot \cos\theta \qquad (16)$$

où:

K - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance de l'air en fonction du carré de la vitesse, $(N \cdot s^2/m^4)$

S_C - surface frontale (corrigée) de l'ensemble, (m^2)

v_r^v - vitesse sur route corrigée pour la vitesse du vent, (m/s)

θ - angle de la direction du vent par rapport à l'axe longitudinal de l'ensemble, (degrés)

Elle sera examinée plus tard dans le rapport.

En effet, l'objet principal de cette étude étant de comparer les pertes dynamiques de la résistance du système de transmission de puissance (système propulsif) représentées par la force F_{SP}, c'est elle qu'on doit isoler dans chaque cas.

Elle se compose de la force de résistance due au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux (comprenant les frottements inhérents aux joints d'étanchéité et aux roulements sans application du couple de rotation) et de la force due aux frottements provoqués par l'application du couple de rotation. Par conséquent on peut l'écrire de la manière suivante:

$$F_{SP} = \dot{F}_{BH} + F_{FC} \qquad (17)$$

où:

$\dot{F}_{BH}$ - force totale de résistance au brassage sans application du couple, (N). Elle se compose d'une force initiale (au démarrage) de résistance au brassage et d'une partie variant linéairement avec la vitesse du véhicule sur route; sa relation est la suivante:

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_o} + a \cdot v_r \qquad (18)$$

où:

$\dot{F}_{BH_o}$ - force initiale de résistance au brassage où "°" en exposant veut dire à un couple zéro et "$_o$" en indice à une vitesse proche de zéro, (N)

a - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière, (N·s/m)

F_{FC} - force de résistance provoquée par les frottements dans le système de transmission de puissance lorsque le couple propulsif est appliqué, (N)

Plus tard on parlera de la méthode établie pour déterminer les forces représentées par les équations (17) et (18).

La force d'inertie des roues et du système de transmission de puissance F_{IR}, ramenée aux roues est égale à:

$$F_{IR} = \frac{(\Sigma J_R + J_{SP})}{(r_{CD}^T)^2} \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (19)$$

où:

J_R - moment d'inertie d'un pneumatique avec sa jante, (kg·m²). (La méthode de détermination de ce moment d'inertie est exposée page 48.)

J_{SP} - moment d'inertie du système de transmission de puissance, (kg·m²)

j_{as} - dv_r/dt - accélération translationnelle de l'ensemble, (m/s²)

La force d'inertie F_I d'un ensemble [en excluant la force (F_{IR})] est égale à:

$$F_I = G_T \cdot j_{as} = G_T \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (20)$$

La force d'inertie rotative du moteur ramenée aux roues est égale à:

$$F_{IRM} = J_M\left(\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r^T_{CD}}\right) \cdot \eta_{SP} \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (21)$$

où:

F_{IRM} - force de résistance due à l'inertie du moteur, (N)

i_{TR} - rapport de la transmission

J_M - moment d'inertie du moteur, ($kg \cdot m^2$)

η_{SP} - rendement global du système de transmission de puissance, égal à

$$\eta_{SP} = 1 - \frac{N_R}{N_{SM}} \qquad (22)$$

où:

N_{SM} - puissance à la sortie du moteur (monté dans le camion), (kW)

En combinant les deux forces d'inertie, on a:

$$F_I + F_{IR} = G_T \frac{dv_r}{dt} + \frac{(\Sigma J_R + J_{SP})}{(r^T_{CD})^2} \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (23)$$

d'où:

$$F_I + F_{IR} = G_T \frac{dv_r}{dt} \left[1 + \frac{(\Sigma J_R + J_{SP})}{G_T (r^T_{CD})^2}\right] \qquad (24)$$

Si l'on désigne

$$1 + \frac{\Sigma J_R + J_{SP}}{G_T (r^T_{CD})^2} \qquad \text{par } \delta_A \qquad (25)$$

on aura:

$$F_I + F_{IR} = \delta_A \cdot G_T \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (26)$$

où δ_A représente le coefficient qui tient compte des masses rotatives et translationnelles de l'ensemble.

Si l'on désire avoir la force d'inertie totale avec le moteur faisant partie du système de transmission de puissance, on additionne les trois forces d'inertie et on obtient:

$$F_{IRM} + F_I + F_{JR} = G_T \cdot \frac{dv_r}{dt} \left\{ 1 + \frac{J_M}{G_T} \left[\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r^T_{CD}} \right]^2 \cdot \eta_{SP} + \frac{\sum^n J_R + J_{SP}}{G_T (r^T_{CD})^2} \right\}$$

où l'expression entre paranthèses est désignée par δ_{AD}, c'est-à-dire:

$$\delta_{AD} = 1 + \frac{J_M}{G_T} \left[\frac{i_{TR} \cdot i_{EA}}{r^T_{CD}} \right]^2 \cdot \eta_{SP} + \frac{\sum^n J_R + J_{SP}}{G_T (r^T_{CD})^2} \qquad (27)$$

où:

δ_{AD} - coefficient dynamique tenant compte de toutes les masses rotatives et translationnelles en y incluant le moteur

Finalement, on doit tenir compte de la force provoquée par le gravissement ou la descente d'une côte sur la route. Elle est donnée par la relation suivante:

$F_{INC} = \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p$ (voir la figure du bilan énergétique)

où:

α_p - angle d'inclinaison de la pente verticale sur la route, (degrés)

g - accélération terrestre, (m/s^2)

Le signe plus veut dire qu'on monte et le signe moins qu'on descend.

Si on reprend l'équation (12) du bilan énergétique précédemment donné et on introduit les développements discutés, on aura:

$$F_{MD} - F_{SP} = F_{TDR} = [F_{RR_o} + k \cdot v_r^2 + \frac{F_{TDR}\,(\dot{r}_{CD} - \dot{r}^T_{CD})}{\dot{r}_{CD}}] \cos\alpha_p +$$

$$+ K \cdot S_C \cdot (v'_r \cos\alpha)^2 \pm G_T \cdot \delta_{AD} \cdot \frac{dv_r}{dt} \pm g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p \qquad (28)$$

Pour qu'on puisse étudier le bilan énergétique d'un ensemble sur la route, on doit pouvoir déterminer chacun de ses éléments à n'importe quel moment. En d'autres mots, en fixant tous les éléments sauf un, on peut non seulement l'étudier directement dans son élément naturel, mais aussi étudier l'influence des autres éléments sur son comportement.

On exposera ici les méthodes de détermination que FERIC a développées depuis 5 ans, qui ne nécessitent aucun travail de laboratoire.

1.3 Méthodes de détermination des éléments du bilan énergétique d'un ensemble routier

1.3.1 Détermination de la force F_{TDR} agissant entre les roues tractrices et le sol

La détermination instantanée de la force F_{TDR} agissant entre les roues tractrices et le sol est une tâche très difficile. Si l'on mesure la consommation de carburant, on détermine la perte globale incluant les pertes thermodynamiques, thermiques et mécaniques du moteur, ainsi que les pertes dans le système de transmission de puissance du camion. Si par contre on essaie, en déterminant tous les éléments d'un bilan sur route et en les additionnant, de trouver la force de traction, la tâche devient presque insurmontable sans recourir au laboratoire.

C'est pour ces raisons que FERIC a décidé de monter entre la transmission et l'essieu avant-arrière un instrument qu'on appelle "couple-mètre". Essentiellement, il s'agit d'un instrument qui, avec une grande précision (±0.2% d'erreur possible), capte aussi rapidement qu'on désire le moment positif ou négatif transmis entre la transmission et le train arrière.

L'intention de FERIC ici était de déterminer en même temps le moment provenant du moteur à travers la transmission, et le moment nécessaire pour maintenir une certaine vitesse avec un ensemble donné, sur une portion quelconque de route.

Par exemple le moment dynamique à la sortie du moteur sera égal à:

$$M_M = M_{CM} + M_{PT} \qquad (29)$$

où:

M_M - moment dynamique (moment rotatif) du moteur à un régime variable, (N·m)

M_{PT} - moment correspondant aux pertes totales dans la transmission (pertes par brassage et pertes par frottements), (N·m)

La formule (29) peut être exprimée de la manière suivante:

$$M_{CM} = M_M - M_{PT} \tag{30}$$

Si avec ce couple mesuré on remonte au moteur équipé de ses accessoires, on peut lire la consommation en fonction du couple et de la vitesse du moteur (en connaissant le rapport de la transmission) sur un diagramme des consommations caractéristiques pour ce moteur). Par exemple, sur la Figure 11, si on a une puissance* de 130 ch à une vitesse du moteur de 1550 tr/min, on a une consommation de carburant de 29,65 L/h.

Étant donné que FERIC mesure continuellement la consommation globale du moteur de l'ensemble routier, on peut, à n'importe quel moment, déterminer la consommation correspondant à toutes les pertes dynamiques sur la route derrière le "couple-mètre", et de cette manière contrôler l'addition de tous les éléments des pertes déterminées par des méthodes mécaniques qu'on décrira plus tard.

Par conséquent, pour ne pas être obligé de déterminer la force dynamique sur la route à chaque instant, on va la remplacer par la mesure obtenue au "couple-mètre" ramenée aux roues tractrices et réduite des pertes dans les deux essieux, ainsi:

$$\underbrace{\frac{M_{CM} \cdot i_{EA}}{r_{CD}^{T}}}_{F_{CMR}} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE} = F_{TDR} \tag{31}$$

---

* La puissance est obtenue au moyen du moment et de la vitesse du moteur par la formule suivante: $M = N/\omega$ ou $N = M \cdot \omega$ $(\frac{n \cdot \pi}{30})$, n'étant le nombre de tours du moteur par minute.

ou:

$$F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE} = F_{TDR} \tag{32}$$

où:

F_{FCE} = force totale de résistance à la rotation dans les deux essieux arrière due à l'application du couple (frottements), (N)

Si maintenant on substitue l'équation (32) dans l'équation générale du bilan énergétique (28), on aura:

$$F_{MD} - F_{SP} = F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE} = [\dot{F}_{RR_o} + k \cdot v_r^2 + \frac{F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE}\,(\dot{r}_{CD} - r_{CD}^T)}{r_{CD}}] \cdot \cos\alpha_p +$$

$$+ K \cdot S_C \cdot (v_r^v \cos\theta)^2 \pm G_T \cdot \delta_{AD} \cdot \frac{dv_r}{dt} \pm g \sin\alpha_p \tag{33}$$

De cette manière on élimine la nécessité de connaitre la force de traction (dynamique) aux roues tractrices.

Le bilan donné par l'équation précédente est ainsi prêt à être examiné en détail.

1.3.2 Établissement de la force F_{SP} de résistance à la rotation du système de transmission de puissance due au brassage et au frottement des huiles, N

Cette force est composée des éléments suivants [voir l'équation (17)]:

$$F_{SP} = \dot{F}_{BH} + F_{FC} \tag{34}$$

et comme

$$\dot{F}_{BH} = \dot{F}_{BH_o} + a \cdot v_r \tag{35}$$

on a:

$$F_{SP} = \dot{F}_{BH_o} + a \cdot v_r + F_{FC} \tag{36}$$

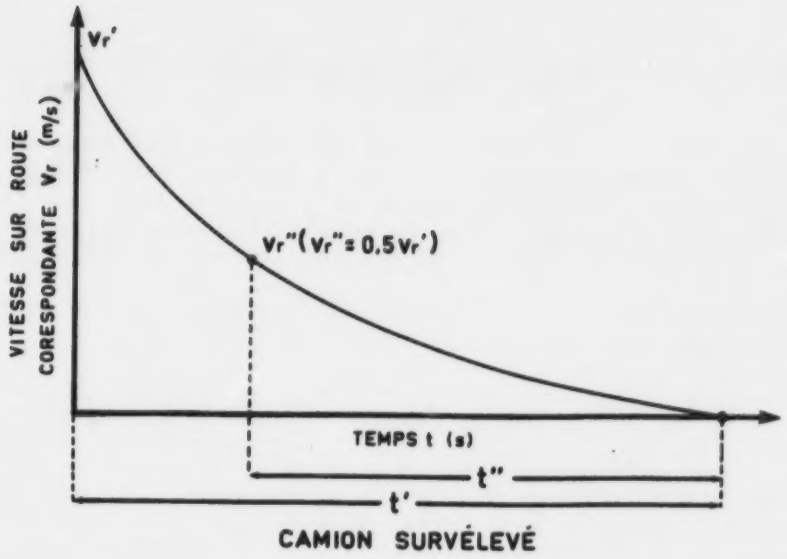

Figure 27 Diagramme vitesse-temps obtenu par décélération d'un système de transmission de puissance d'une vitesse v'_r à zéro

1.3.2.1 Étude de la force $\dot{F}_{BH}$

Pour commencer on va étudier la force $\dot{F}_{BH}$. Son étude peut être faite avec le camion surélevé (les roues séparées du sol) et au moyen de la méthode dite "par inertie" ou en "roue libre". Si on lance avec le moteur accouplé, un système de transmission de puissance à une vitesse correspondant à environ 70 km/h et on désacouple le moteur du système, on aura une décélération jusqu'à la vitesse zéro. En enregistrant la relation vitesse-temps, on aura une courbe de la forme donnée par la Figure 27.

D'un autre côté, en partant de l'équation de l'équilibre énergétique:

$$J \cdot \frac{1}{(\dot{r}_{CD})^2} \cdot \frac{dv_r}{dt} = - \dot{F}_{BH} - a \cdot v_r = - \dot{F}_{BH} \qquad (37)$$

où:

J = moment d'inertie des roues tractrices, plus le moment d'inertie du système de transmission de puissance, ($kg \cdot m^2$)

et en l'intégrant, on aura la relation suivante:

$$t = \frac{J}{a \cdot (\dot{r}_{CD})^2} \cdot \ln \left[\frac{a v'_r + \dot{F}_{BH_o}}{a v''_r + \dot{F}_{BH_o}} \right] \qquad (38)$$

où:

v'_r = vitesse initiale sur route, (m/s)

v''_r = vitesse intermédiaire de décélération, (m/s)

t = temps de décélération de la vitesse v'_r à la vitesse v''_r, (s)

Si dans la relation (38) on introduit la vitesse $v''_r = 0$, on aura, après simplification, l'équation donnant la force initiale $\dot{F}_{BH_o}$:

$$\dot{F}_{BH_o} = \frac{a \cdot v'_r}{e^{\left(\frac{t \cdot (\dot{r}_{CD})^2}{J} \cdot a\right)} - 1} \qquad (39)$$

Si à partir de deux vitesses v'_r et v''_r on mesure les temps t' et t" de décélérations jusqu'à zéro, on obtient la relation suivante:

$$e^{\left[\frac{t \cdot (\dot{r}_{CD})^2}{J} \cdot a\right]} = \frac{v'_r}{v''_r} \left[e^{\left[\frac{t'' \cdot (\dot{r}_{CD})^2}{J} \cdot a\right]} - 1 \right] + 1 \qquad (40)$$

L'équation précédente ne peut pas être résolue algébriquement. Par conséquent en connaissant les vitesses v'_r et v''_r et les temps pour décélérer de v'_r (v''_r) à zéro on peut trouver le coefficient "a" par itération. Une fois le coefficient "a" trouvé, on peut déterminer la force initiale $\dot{F}_{BH_o}$ par la formule (39), en partant d'une vitesse par exemple de 5 m/s et utilisant le temps entre 5 m/s et zéro.

Pour pouvoir calculer le coefficient "a" et la force initiale $\dot{F}_{BH_\bullet}$ on doit connaitre le rayon $\dot{r}_{CD}$ et le moment d'inertie du système de transmission de puissance $J = \Sigma J_R + J_{SP}$ On va maintenant développer la méthode de détermination de ce moment d'inertie.

1.3.2.2 Étude du moment d'inertie J

On vient d'indiquer que le moment J se compose de deux éléments c'est-à-dire:

$$J = \Sigma J_R + J_{SP} \qquad (41)$$

où:

ΣJ_R - moment total des roues tractrices, $(kg \cdot m^2)$

On établira d'abord une méthode de détermination du moment J_R.

1.3.2.3 Méthode de détermination du moment J_R

Pour déterminer le moment d'inertie d'une roue qui tourne autour de son axe de rotation sur une pente descendante, on se sert du schéma suivant:

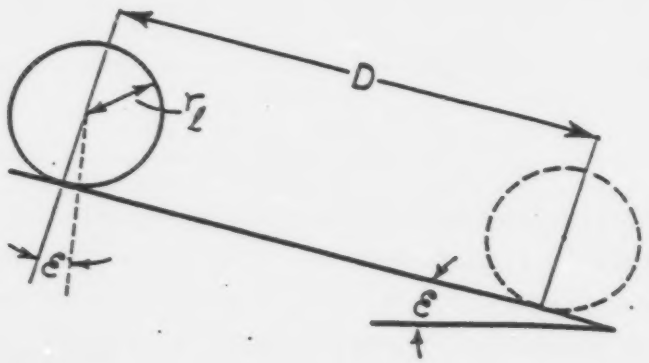

Figure 28 Schéma de la rotation d'une roue sur une pente descendante

où:

a_m - accélération de la roue, (m/s^2)

G_R - masse de la roue avec le pneumatique, (kg)

D - distance, (m)

t_s - temps pour parcourir la distance D, (s)

r_1 - rayon libre du pneumatique, (m)

Force d'accélération $F_a = G \cdot \sin\varepsilon$

La force d'inertie à vaincre est égale à:

$$F_a = G_R \cdot a_m \tag{42}$$

La force est égale à:

$$F_a = \frac{2 \cdot G_R \cdot}{t_s^2} \text{ puisque } D = \frac{1}{2} a_m \cdot t_s^2$$

D'autre part l'inertie relative à vaincre est égale à:

$$F = J_R \cdot \frac{a_m}{r_1^2} \tag{43}$$

donc:

$$F = G_R \cdot \sin\varepsilon = \frac{2 \cdot G_R \cdot D}{t_s^2} + \frac{2 \cdot J_R \cdot D}{r_1^2 \cdot t_s^2} \tag{44}$$

d'où:

$$G_R \cdot \sin\varepsilon = \frac{2 \cdot G_R \cdot D}{t_s^2} \left[1 + \frac{J_R \cdot g}{r_1^2 \cdot G_R}\right] \tag{45}$$

et:

$$J_R = r_1^2 \cdot G_R \cdot \left[\frac{g \cdot t_s^2 \cdot \sin\alpha}{2 \cdot D} - 1\right] \qquad (46)$$

En se servant de cette formule on a déterminé le moment d'inertie d'une roue. En le multipliant par le nombre de roues tractrices on a ΣJ_R^n.

Ensuite on détermine le moment d'inertie du système de transmission de puissance par la méthode ci-dessous.

1.3.2.4 Méthode de détermination du moment J_{SP}

Ce moment, comprenant tout le système derrière le moteur sauf les roues motrices, peut être déterminé si on connait le moment ΣJ_R^n, par la relation suivante:

$$J_{SP} = \Sigma J_R^n \frac{t_t}{(t_t - t_n)} \qquad (47)$$

où:

t_t - temps de décélération du système complet de transmission de puissance, sans le moteur, avec les roues tractrices, (s)

t_n - temps de décélération du système complet de transmission de puissance, sans le moteur ni les roues tractrices, (s)

Tout d'abord on décélère avec toutes les roues tractrices et on relève le temps nécessaire pour décélérer d'une vitesse v_r' à zéro. Ensuite on enlève, par exemple, deux roues et on relève le temps nécessaire pour décélérer de la même vitesse à zéro. Ensuite on calcule le moment J_{SP} par la formule (47).

Si on désacouple l'essieu arrière-arrière et qu'on procède de la même manière, on obtient le moment de la transmission et de l'essieu avant-arrière. En déduisant ce moment du moment total on obtient le moment de l'essieu arrière-arrière. Si maintenant on utilise la transmission avec l'essieu arrière-arrière et qu'on déduit cette valeur du total, on obtient le moment de l'essieu avant-arrière. Le moment de la transmission seule est obtenu en déduisant du total les valeurs de l'avant et de l'arrière.

Ayant les moments de la transmission et des deux essieux arrière individuellement, on peut déterminer par décélération les pertes dues à chaque élément.

1.3.2.5 Étude de la force de résistance F_{FC} due à l'application du couple

Étant donné que la mesure du couple se fait derrière la transmission, on ne connait pas directement la perte dans la transmission due à l'application du couple représentée par la force de résistance F_{FTR}. Par contre on sait exactement quelle est la perte totale derrière le couplemètre. Par conséquent on pourra écrire l'équation du bilan énergétique dans le cas d'une vitesse constante sur route comme (33) mais en éliminant l'inertie ($dv_r/dt=0$). On a:

$$F_{TDR} = F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE} = \left\{ \dot{F}_{RR_o} + k \cdot v_r^2 + \right.$$

$$\left. + \left[(F_{CMR} - F_{FCE} - \dot{F}_{BHE}) \left(\frac{\dot{r}_{CD} - r_{CD}^T}{\dot{r}_{CD}} \right) \right] \right\} \cos\alpha_p +$$

$$+ K \cdot S_c \cdot (v_r' \cos\alpha)^2 \pm g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p \qquad (48)$$

Dans le cas du présent projet on peut tout d'abord, pour simplifier les choses, considérer $\cos\alpha_p$ comme négligeable (par exemple si la pente est de 10% résultant en un angle α_p de 5.71°, on a pour le $\cos\alpha_p$ une valeur de 0.995, ce qui est très près de 1). Ensuite on peut considérer que l'influence du vent sur le bilan est annulée puisque on a effectué les essais dans les deux sens. Dans ce cas $v_r' \cos\theta$ devient v_r^2. Finalement, les essais ont démontré que dans le cas d'une route plate la différence entre le rayon r_{CD} et r_{CD}^T est minimale annulant la résistance complémentaire de roulement des pneumatiques au sol due à l'application du couple.

En connaissant la force de résistance due au brassage dans les deux essieux arrière $\dot{F}_{BHE}$ ($\dot{F}_{BHE_o} + a_E \cdot v_r$) préalablement obtenue par les décélérations en "roue libre", du camion surélevé, la force $\dot{F}_{RR_o}$ et les coefficients "k" et "K" obtenus par les décélérations "en roue libre" du camion sur la route, on pourra déterminer la force F_{FCE} (sur la même portion de la route qui a servi aux essais en roue libre), en se servant d'un essai à vitesse constante.

L'équation devient:

$$F_{FCE} = F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - \dot{F}_{RR_o} - C \cdot v_r^2 \pm g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p \qquad (49)$$

En procédant maintenant aux essais d'accélération en passant par les divers rapports de la transmission et à diverses positions de la pédale d'accélération, on peut trouver un équilibre où la vitesse sur route et le couple correspondent à ceux d'une vitesse constante essayée. Si pour ce point on écrit l'équation de l'équilibre énergétique, on aura l'équation précédente plus le moment d'inertie de toutes les masses rotatives. On aura donc:

$$F_{TDR} = F_{CMR} - \dot{F}_{BHE} - F_{FCE} - \dot{F}_{RR_o} +$$

$$+ c \cdot v_r^2 \pm G_T \cdot \delta_{AD} \cdot \frac{dv_r}{dt} \pm g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p \qquad (50)$$

Dans cette équation on a une seule inconnue qui est le coefficient δ_{AD}. En connaissant le coefficient δ_{AD} on pourra déterminer par l'équation (27) le coefficient η_{SP} et de là, par l'équation (22) la force à la sortie du moteur en connaissant la force aux roues. La force totale des frottements du système propulsif F_{SP} est donnée par:

$$F_{SP} = F_{SM} - F_R \qquad (51)$$

et

$$F_{SP} - \dot{F}_{BH} = F_{FC} \qquad (52)$$

Si on désire connaitre la force F_{FTR} on procède comme suit:

$$F_{FC} - F_{FCE} = F_{FTR} \qquad (53)$$

où:

F_{FTR} = force de résistance à la rotation dans la transmission due à l'application du couple, (N)

On peut également déterminer le rendement η_{SP} si on a les courbes caractéristiques du moteur (voir la figure 11) à partir desquelles, en connaissant la consommation de carburant et la vitesse du moteur, on détermine la puissance N_{SM} à la sortie du moteur. Ensuite on transforme le couple mesuré au couple-mètre en puissance et on le déduit de N_{SM}, obtenant ainsi la perte dans la transmission N_{TTR} (voir la figure 15). En additionnant N_{TTR} à la puissance N_{BHE} et N_{FCE} on obtient la perte totale dans le système de transmission de puissance. Si maintenant on déduit du N_{SM} cette perte totale et on divise par la puissance N_{SM}, on obtient le rendement η_{SP}. C'est ainsi qu'on a calculé les rendements sur la figure 17.

1.3.3 Étude de la résistance de l'air et de la résistance au roulement des pneumatiques (avec le couple non appliqué) combinées

Dans l'équation (49) du bilan énergétique, ces forces sont représentées par:

$$F_{A+R} = \dot{F}_{RR_o} + c \cdot v_r^2 \qquad (54)$$

où:

F_{A+R} = force combinée des résistances à l'air et au roulement, (N)

Pour déterminer la résistance au roulement des pneumatiques au sol et la résistance de l'air dans l'équation précitée, FERIC a utilisé la méthode par décélération en roue libre.

Ces essais ont été effectués sur une portion de la piste de Transport Canada. Pour tenir compte des légères déviations verticales on a arpenté la route au préalable tous les 3 mètres et on détermine les angles verticaux. Dans le cas du présent projet on a utilisé la partie droite de la piste d'essais du Gouvernement Fédéral à Blainville (Québec) (voir la Figure 1).

Sur cette portion de la route on a "décéléré en roue libre" 15 fois de A à B et 15 fois de B à A en allant d'environ 70 km/h (≈19.5 m/s) à zéro. Lors des décélérations, l'équation (28) du bilan énergétique devient:

$$0 = \underbrace{\dot{F}_{RR_o} + \dot{F}_{BH_o}}_{\dot{F}_{TR_o}} + a \cdot v_r + c \cdot v_r^2 \pm g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p \pm G_T \cdot \delta_A \cdot \frac{dv_r}{dt} \qquad (55)$$

où:

$\dot{F}_{TR_o}$ - force de résistance à l'avancement à une vitesse proche de zéro, (N)

c - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance au roulement et à la résistance de l'air combinées, $(N \cdot s^2/m^2)$

puisque la force $F_{TDR} = 0$ et $k + K_{F_o}$ peuvent être représentés par un coefficient unique "c". Les forces $F_{RR_o} + \dot{F}_{BH_o}$ doivent être additionnées et deviennent la force $\dot{F}_{TR_o}$ (force de résistance à l'avancement à une vitesse proche de zéro) et la force F_{FC} disparait puisque il n'y a plus d'application du couple.

Dans ce cas l'équation (55) devient:

$$G_T \cdot \delta_A \left(\frac{dv_r}{dt} \pm \frac{g}{\delta_A} \cdot \sin\alpha_p\right) = - \dot{F}_{TR_o} - a \cdot v_r - c \cdot v_r^2 \qquad (56)$$

Cette relation peut être traitée de deux manières; mathématiquement par intégration de l'équation précédente ou par dérivation de la courbe vitesse-temps résultant en courbe accélération-temps.

Voici le développement de ces deux méthodes.

1.3.3.1 Méthode par intégration de l'équation (56)

$$G_T \cdot \delta_A \left(\frac{dv_r}{dt} \pm \frac{g}{\delta_A} \cdot \sin\alpha_p\right) = - \dot{F}_{TR_o} - a \cdot v_r - c \cdot v_r^2$$

Et on la réarrange comme suit:

$$G_T \cdot \delta_A \cdot \frac{dv_r}{dt} = - \dot{F}_{TR_o} - a \cdot v_r - c \cdot v_r^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p \qquad (57)$$

ensuite on intègre pour un temps de t à zéro correspondant à la baisse de la vitesse à partir d'une vitesse initiale v_r' jusqu'à v_r''. L'équation obtenue est la suivante (voir le développement dans le rapport RT-53 de FERIC):

$$t = \frac{2 \cdot \delta_A \cdot G_T}{\sqrt{4 \cdot c \cdot F_{TR_o} - a^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p}} \cdot \Bigg[$$

$$\Bigg[\operatorname{arctg} \frac{2 \cdot c \cdot v'_r + a}{\sqrt{4 \cdot c \cdot F_{TR_o} - a^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p}} -$$

$$- \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot c \cdot v''_r + a}{\sqrt{4 \cdot c \cdot F_{TR_o} - a^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p}} \Bigg] \qquad (58)$$

Cette équation pourra déjà servir pour la détermination du coefficient "c" en se servant des vitesses initiales et finales. Pour éviter une légère erreur lors de la dérivation de la relation distance-temps pour obtenir la vitesse, on procèdera aux modifications suivantes.

L'équation (58) peut être mise sous la forme suivante:

$$t = (m_s - n_s)/p_s \qquad (59)$$

où:

$$p_s = \left(\frac{1}{2 \cdot G_T \cdot \delta_A}\right) \cdot \sqrt{4 \cdot F_{TR_o} \cdot c - a^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p} \qquad (60)$$

$$m_s = \operatorname{arctg} \left\{ \left[(1/\delta_A \cdot G_T) \cdot c \cdot v'_r + h \right] / B \right\} \qquad (61)$$

$$n_s = \operatorname{arctg} \left\{ \left[(1/\delta_A \cdot G_T) \cdot c \cdot v''_r + h \right] / B \right\} \qquad (62)$$

$$h = a/2 \cdot G_T \cdot \delta_A \qquad (63)$$

Si la décélération est faite à partir d'une vitesse v'_r à la vitesse zéro on aura:

$$t_t = (n_s - o_s)/p_s \qquad (64)$$

où:

$$o_s = \text{arctg}\ (h/p_s) \tag{65}$$

À partir des relations précédentes on peut extraire l'équation suivante:

$$n_s = p_s\ (t_t - t) + o_s \tag{66}$$

Les tangentes doivent également être égales entre elles. Par conséquent:

$$\tan n_s = \tan\ [p_s(t_t - t) + o_s] \tag{67}$$

Si maintenant en se servant de l'équation (66) pour n_s on introduit tan n_s, on a après le réarrangement:

$$\frac{dD}{dt} = v_r = \frac{\delta_A \cdot G_T}{c} \{p_s \cdot \tan\ [p_s(t_t - t) + o_s] - h\} \tag{68}$$

En intégrant l'équation précédente et en déterminant la constante d'intégration à partir des conditions initiales t = 0 et D = 0, on obtient la relation distance-temps, pour aller de la vitesse v'_r à la vitesse v''_r:

$$D = \frac{\delta_A \cdot G_T}{c} \ln \frac{\cos\ [p_s(t_t - t) + o_s]}{\cos\ [(p_s \cdot t_t + o_s) - ht]} \tag{69}$$

Si on prend en considération le temps total t_t, on aura:

$$D_t = \frac{\delta_A \cdot G_T}{c} \cdot [\ln \frac{\cos o_s}{\cos\ (p_s \cdot t_t + o_s)} - h\ t_t] \tag{70}$$

D_t - distance correspondante au temps t, (m)

D_{t_1} - distance correspondante au temps t_1, (m)

D_{t_2} - distance correspondante au temps t_2, (m)

D_{t_3} - distance correspondante au temps t_3, (m)

D_Δ - différence des distances, (m)

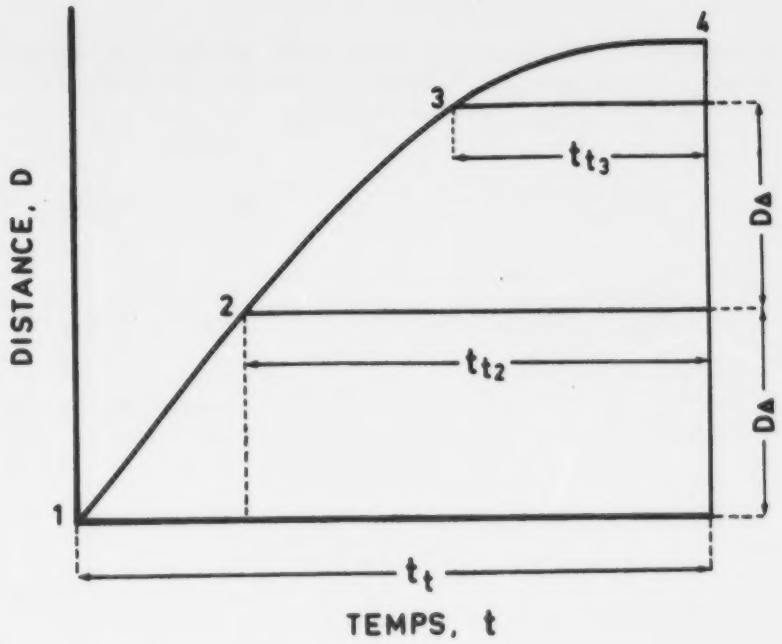

Figure 29 Diagramme représentant l'interprétation des résultats des essais "en roue libre"

Sur la figure 29 on donne une courbe de décélération distance-temps du point 1 au point 4. Le point 3 est choisi très près de la distance maximum (0.9 à 0.95% de la distance maximum).

En prenant deux temps totaux, du point 1 au point 4 et du point 2 au point 4, et en utilisant la différence de deux équations (70), on aura la relation distance-temps entre les points 1 et 2:

$$D_\Delta = D_{t_1} - D_{t_2} = \frac{\delta_A \cdot G_T}{c} \cdot \ln \frac{\cos\,(p_s \cdot t_{t_2} + h/p_s)}{\cos\,(p_s \cdot t_{t_1} + h/p_s)} - h\,(t_{t_1} - t_{t_2}) \qquad (71)$$

Pour obtenir la distance entre les points 2 et 3 on procède de la même manière et on a:

$$D_\Delta = D_{t_2} - D_{t_3} = \frac{\delta_A \cdot G_T}{c} \cdot \ln \frac{\cos\,(p_s \cdot t_{t_3} + h/p_s)}{\cos\,(p_s \cdot t_{t_2} + h/p_s)} - h(t_{t_2} - t_{t_3}) \qquad (72)$$

Étant donné que les deux équations sont égales à D_Δ on peut les égaliser en éliminant la distance. Dans ce cas on obtient la relation dans laquelle on a une seule inconnue p_s:

$$\cos^2(p_s\ t_{t_2}+h/p_s) = e^{h(t_{t_1}-2t_{t_2}+t_{t_3})} \times$$

$$\times \cos\ (p_s\ t_{t_1}+h/p_s) \times \cos\ (p_s\ t_{t_3}+h/p_s) \qquad (73)$$

Pour trouver p_s on procède par itération. Connaissant le paramètre p_s, on conçoit l'équation pour la distance $2D_\Delta$, et on isole c:

$$c = \frac{\delta_A \cdot G_T}{2D_\Delta}\left[\ln \frac{\cos\ (p_s \cdot t_{t_2}+h/p_s)}{\cos\ (p_s \cdot t_{t_1}+h/p_s)} - h\ (t_{t_1}-t_{t_3})\right] \qquad (74)$$

Connaissant le coefficient c on détermine la force initiale $\dot{F}_{TR_o}$ à partir de l'équation (60) en l'isolant:

$$\dot{F}_{TR_o} = \frac{G_T^2 \cdot \delta^2}{c}\ (p_s^2 + h^2) \qquad (75)$$

<u>De cette manière la force initiale de résistance $\dot{F}_{TR_o}$ et le coefficient "c" sont déterminés sans pour autant se servir de la vitesse sur route, ce qui augmente la précision de la méthode.</u>

Plus tard on comparera les résultats obtenus par cette méthode contre ceux obtenus par la méthode donnée ci-dessus développée par FERIC.

1.3.3.2 Méthode FERIC (par dérivation de la courbe vitesse-temps)

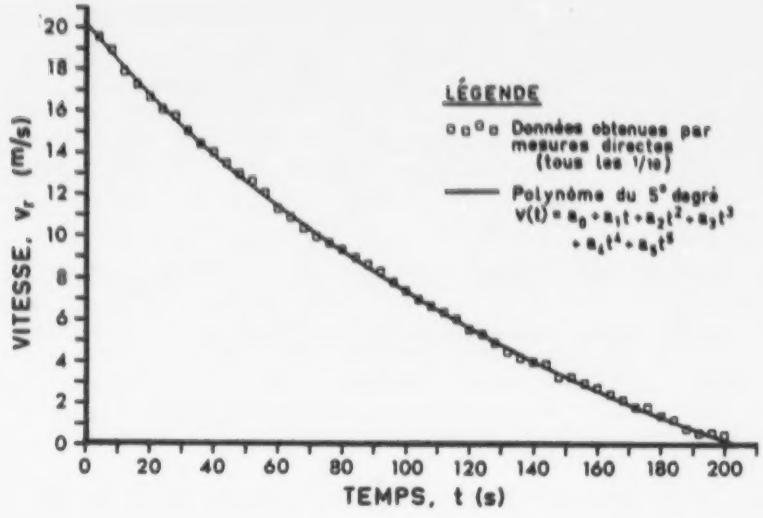

Figure 30 Diagramme de vitesse-temps obtenu par mesure directe

L'instrumentation de FERIC permet d'enregistrer simultanément la distance et la vitesse sur route. En se servant directement de la vitesse enregistrée donnée sur la figure 30 on peut trouver un polynôme représentant presque idéalement cette courbe, étant donné que dans l'intervalle de 200 secondes on enregistre 2000 fois. À cause de cela, l'erreur est presque inexistante. FERIC a examiné le degré de polynôme donnant les meilleurs résultats. Sur la figure 30 on donne le 5e degré pour les essais de DOMEX.

L'équation de cette courbe est la suivante:

$$v(t) = a_0 + a_1t + a_2t^2 + a_3t^3 + a_4t^4 + a_5t^5 \qquad (76)$$

si on la dérive (voir la figure 31) on obtient l'équation pour l'accélération-temps:

$$j_{as} = a_1 + 2a_2t + 3a_3t^2 + 4a_4t^3 + 5a_5t^4$$

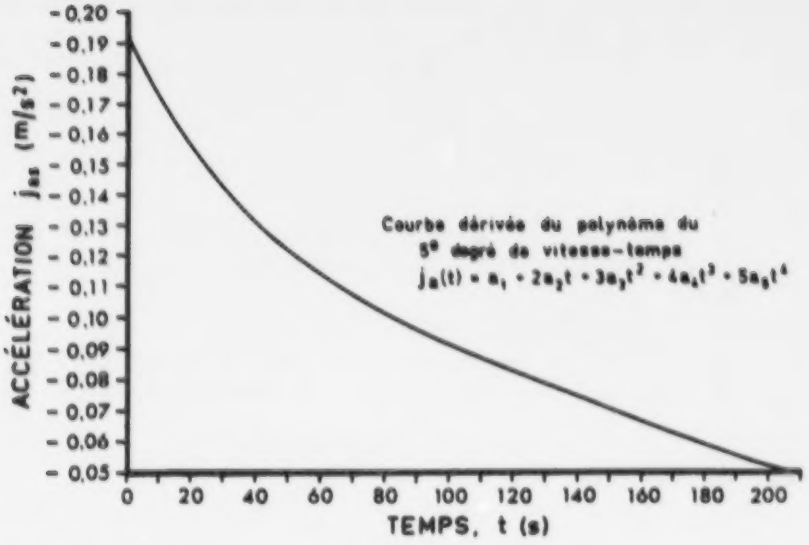

Figure 31 Diagramme de l'accélération translationnelle en fonction de la vitesse sur route

Connaissant l'accélération, on peut calculer l'inertie correspondant à la force totale de résistance, c'est-à-dire:

$$\delta_A \cdot G_T \frac{dv_r}{dt} = - \dot{F}_{RR_o} - \dot{F}_{BH_o} - a \cdot v_r - c \cdot v_r^2 \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha_p \qquad (77)$$

Lors de la décélération, la température des huiles dans la transmission et les essieux peut varier. Dans ce cas, on peut continuellement corriger, par les formules (39) et (40), la force F_{BH_o} et le coefficient "a". La formule (77) prendra la forme suivante:

$$\delta_A \cdot G_T \frac{dv_r}{dt} + \dot{F}_{BH_o} + a \cdot v_r \pm G_T \cdot g \cdot \sin\alpha = - \dot{F}_{RR_o} - c \cdot v_r^2 \qquad (78)$$

Dans cette formule on a la possibilité de corriger continuellement pour les déviations verticales de la route et pour la variation de la température des huiles. C'est une possibilité unique pour rendre la méthode scientifiquement exacte.

Pour trouver la force F_{RR_s} et le coefficient "c" on a utilisé une régression non linéaire.

La figure 14 donne la comparaison des forces totales de résistance obtenues par les deux méthodes étudiées. On voit que les résultats sont très proches, ce qui prouve que les deux méthodes sont valides et comparables.

Étant donné que FERIC enregistre continuellement la vitesse et la direction du vent, cette correction peut être introduite à condition que le coefficient "c" soit séparé en deux parties, comme dans la formule (33). Pour ce faire, des essais complémentaires sont nécessaires (voir le rapport de FERIC RT-53), qui seront entrepris dans un proche avenir.

2. ÉCHANGE THERMIQUE ENTRE L'ENVIRONNEMENT, LES ESSIEUX ARRIÈRE ET LA TRANSMISSION D'UN CAMION

L'état caractéristique d'un bilan thermique de l'huile de graissage par rapport à l'environnement est celui où les températures dans les carters des essieux ou dans le carter de la transmission deviennent constantes, c'est-à-dire, quand la chaleur libérée par le brassage et les frictions est égale à la chaleur dégagée vers l'extérieur.

Une partie de la chaleur enlevée par l'huile des parois internes des éléments de transmission de puissance sert à échauffer l'huile et les parties internes, et le reste est dissipé vers l'extérieur.

Le bilan thermique peut être écrit de la manière suivante:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 + dQ_3 - dQ_4 \qquad (79)$$

où:

dQ - quantité de chaleur totale de frottement générée dans les organes internes du système de transmission de puissance, (cal)

dQ_1 - quantité de chaleur dispersée vers l'extérieur, (cal)

dQ_2 - quantité de chaleur utilisée pour augmenter la température de l'huile, (cal)

dQ_3 - quantité de chaleur utilisée pour augmenter la température des parties tournantes, (cal)

dQ_4 - quantité de chaleur dégagée par le brassage de l'huile, (cal)

La chaleur enlevée par l'huile des parties en frottement du système de transmission de puissance pour une fraction du temps dt est égale à:

$$dQ = Q_h \cdot dt \tag{80}$$

où:

Q_h - quantité de chaleur en (cal) reçue par l'huile pour une unité de temps t

L'équation différentielle de la transmission de chaleur entre les huiles et l'environnement correspondant à cette même fraction de temps dt est la suivante:

$$dQ_1 = k' \cdot S \cdot \tau \cdot dt \tag{81}$$

où:

S - surface totale des carters des essieux, (m^2)

τ - différence entre la température de l'huile (dans les carters des essieux arrière ou dans le carter de la transmission) et la température ambiante (de l'air), (°K)

k' - coefficient global de transmission thermique entre les huiles et l'environnement, ($W/m^2 \cdot °K$)

La quantité de chaleur utilisée pour l'échauffement des huiles et des composantes du système de transmission de puissance est donnée par:

$$dQ_n = dQ_2 + dQ_3 = c_{tm} \cdot V \cdot d\tau + \sum_{i=1}^{i=n} G_i \cdot c_{tmi} \cdot d\tau \tag{82}$$

où:

V - quantité d'huile dans les carters, (kg)

G_i - masse totale des composantes du système de transmission de puissance, (kg)

c_{tm} - capacité thermique massique de l'huile, ($J/(kg \cdot °K)$)

c_{tmi} - capacité thermique massique du métal i du système de transmission de puissance ($J/(kg \cdot °K)$)

La quantité de chaleur dégagée par le brassage des huiles est donnée par:

$$dQ_4 = \dot{N}_{BH} \cdot dt \qquad (83)$$

où:

$\dot{N}_{BH}$ - puissance dépensée pour vaincre la résistance due au brassage des huiles, (W)

Après l'introduction des équations (81) à (83) dans l'équation (80), on a:

$$dt = \frac{Q_n}{Q' - k \cdot S \cdot \tau} d\tau \qquad (84)$$

où:

Q' - quantité de chaleur totale reçue par les huiles pour une fraction du temps donnée, cal; $Q' = Q + Q_4 = (1 - \eta_{SP}) \cdot N_{SM}$ = constante, étant donné qu'avec l'augmentation de la température de l'huile, Q augmente et Q_4 baisse.

Q_n - quantité de chaleur, (cal), utilisée pour augmenter la température des huiles et des composantes du système de 1°K

Les recherches ont démontré que pour des températures des huiles allant de 20 à 90°C on peut considérer d'une manière approchée la relation entre le coefficient k et la chute des températures des huiles dans les carters (transmission) et l'air ambiant τ, de la manière suivante:

$$k' = \frac{b \cdot k_1 \cdot \tau}{\tau_1} \qquad (85)$$

où:

k_1 - coefficient global de transmission thermique des éléments de la transmission de puissance à une température τ_1 de l'huile

b - coefficient de proportionalité

Si on introduit l'équation (85) dans l'équation (84) et on effectue les transformations nécessaires, on a:

$$\tau' + A_1 \cdot \tau^2 - C = 0 \qquad (86)$$

où:

$$A_1 = \frac{b \cdot k_1 \cdot S}{Q_n \cdot \tau_1} \quad ; \quad \text{et} \quad C = \frac{Q'}{Q_n}$$

La résolution de cette équation donne:

$$\tau = \frac{e^{2t\sqrt{A_1 \cdot C}} - C_1}{\sqrt{\frac{A_1}{C}}\left(e^{2t\sqrt{A_1 \cdot C}} + C_1\right)} \tag{87}$$

où:

$$C_1 = C_2^{\,2\sqrt{A_1 \cdot C}} \tag{88}$$

au temps t = o

$$C_2 = \left[\frac{1 + \tau_1\sqrt{\frac{A_1}{C}}}{1 - \tau_1\sqrt{\frac{A_1}{C}}}\right]^{2\sqrt{\frac{1}{A_1 \cdot C}}} \tag{89}$$

Après l'introduction dans l'équation (87) de C_1 et après les transformations nécessaires on obtient l'équation pour calculer les températures des huiles pour un temps t de stabilisation:

$$\tau_h = \tau_{amb} + \sqrt{\frac{C}{A_1}} \cdot \frac{\alpha - \beta \cdot e^{-2t\sqrt{A_1 \cdot C}}}{\alpha + \beta \cdot e^{-2t\sqrt{A_1 \cdot C}}} \tag{90}$$

où:

$$\alpha = \left(1 + \tau_1\sqrt{\frac{A_1}{C}}\right)^{\frac{1}{2\sqrt{A_1 \cdot C}}}$$

$$\beta = \left(1 - \tau_1\sqrt{\frac{A_1}{C}}\right)^{\frac{1}{2\sqrt{A_1 \cdot C}}}$$

Pour les fins pratiques la température la plus intéressante est la température maximum en utilisation (température stabilisée). Si on considère le temps $t \to \infty$ après l'introduction de A, et de C, on a:

$$\tau_{mu} = \tau_{amb} + \sqrt{\frac{Q' \cdot \tau_1}{b \cdot k_1 \cdot S}} \qquad (91)$$

De l'équation (91) on peut voir que la température maximum en utilisation (température de stabilisation) dépend de la chaleur Q' reçue par l'huile du produit de $k_1 \cdot S$ et de la température ambiante.

En connaissant les températures τ_{mu} et τ_{amb}, la quantité de chaleur Q' et la surface S on peut dégager à partir de la formule (91) le coefficient $b \cdot k_1/\tau_1$. Si on l'introduit dans la formule pour A, et en connaissant les quantités de chaleur Q' et Q_n, on peut à partir de la formule (90) calculer les températures des huiles lors de la stabilisation sur la route. La formule (91) montre que les températures des huiles lors de la stabilisation dépendent directement de la température ambiante. C'est-à-dire que si on connait la température de l'huile pour une température ambiante on peut, par simple addition ou soustraction, obtenir la température de l'huile pour l'autre température ambiante.

3. CARACTÉRISTIQUES DES HUILES ESSAYÉES

3.1 Huiles du moteur

De référence	15W40	à	40°C	→	100,7 cSt
		à	100°C	→	13,5 cSt
Synthétique	5W30	à	38°C	→	83,3 cSt
		à	98°C	→	10,33 cSt

3.2 Huiles du système de transmission de puissance

De référence	80W90	à	40°C	→	158 cSt
		à	100°C	→	16,7 cSt
Synthétique	75W90	à	40°C	→	100 cSt
		à	100°C	→	15,8 cSt

DÉFINITION DES SYMBOLES

a - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au brassage des huiles dans la transmission et les deux essieux arrière, ($N \cdot s/m$)

a_E - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, ($N \cdot s/m$)

a_m - accélération de la roue, (m/s^2)

b - coefficient de proportionalité

c - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance au roulement et à la résistance de l'air combinées, ($N \cdot s^2/m^2$)

c_{tm} - capacité thermique massique de l'huile, ($J/(kg \cdot °K)$)

c_{tmi} - capacité thermique massique du métal i du système de transmission de puissance ($J/(kg \cdot °K)$)

D - distance, (m)

D_t - distance correspondante au temps t, (m)

D_{t_1} - distance correspondante au temps t_1, (m)

D_{t_2} - distance correspondante au temps t_2, (m)

D_{t_3} - distance correspondante au temps t_3, (m)

D_Δ - différence des distances, (m)

dQ - quantité de chaleur totale de frottement générée dans les organes internes du système de transmission de puissance, (cal)

dQ_1 - quantité de chaleur dispersée vers l'extérieur, (cal)

dQ_2 - quantité de chaleur utilisée pour augmenter la température de l'huile, (cal)

dQ_3 - quantité de chaleur utilisée pour augmenter la température des parties tournantes, (cal)

dQ_4 - quantité de chaleur dégagée par le brassage de l'huile, (cal)

F_{A+R} - force combinée des résistances de l'air et au roulement, (N)

$F^{\bullet}_{BH}$ - force totale de résistance au brassage sans application du couple, (N). Elle se compose d'une force initiale (au démarrage) de résistance au brassage et d'une partie variant linéairement avec la vitesse du véhicule sur route

$F^{\bullet}_{BH_{\bullet}}$ - force initiale de résistance au brassage où "•" en exposant veut dire à un couple zéro et "•" en indice à une vitesse proche de zéro, (N)

$F^{\bullet}_{BHE}$ - force de résistance due au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, (N)

$F^{\bullet}_{BHE_{\bullet}}$ - force de résistance à une vitesse proche de zéro due au brassage des huiles dans les deux essieux arrière, (N)

F_C - force de résistance au roulement provoquée par l'angle de carrossage des roues avant (directrices), (N)

F_{CMR} - force tangentielle obtenue par la mesure au couple-mètre et ramenée aux roues, (N)

F_{DRR} - force dynamique de résistance au roulement des pneumatiques (comprenant tous les éléments de résistance au roulement indiqués dans le rapport de FERIC RT-55 D.9.1), (N)

F_{FC} - force de résistance provoquée par les frottements dans le système de transmission de puissance lorsque le couple propulsif est appliqué, (N)

F_{FCE} - force totale de résistance à la rotation dans les deux essieux arrière due à l'application du couple (frottements), (N)

F_{FTR} - force de résistance à la rotation dans la transmission due à l'application du couple, (N)

$F_{TR_o}^{\cdot}$ - force de résistance à l'avancement à une vitesse proche de zéro, (N)

F_I - force d'inertie du véhicule (en accélération ou en décélération), (N)

F_{INC} - force directionnelle de résistance due à l'inclinaison verticale d'une portion de la route, (N). Elle est égale à $g \cdot G_T \cdot \sin\alpha_p$ où G_T est la masse de l'ensemble en kg, α_p est l'angle d'inclinaison de la route et g l'accélération terrestre

F_{IR} - force d'inertie des roues et du système propulsif, (N)

F_{IRM} - force de résistance due à l'inertie du moteur, (N)

F_M - force additionnelle due à l'application du couple aux roues motrices, (N)

F_{RA} - force dynamique de résistance de l'air (comprenant l'influence du vent), (N)

$F_{RR}^{\cdot}$ - force de résistance au roulement sur une route idéalement plate et droite sans application du couple (traction). L'exposant "·" veut dire à un couple de traction égal à zéro, (N)

$F_{RR_o}^{\cdot}$ - force de résistance au roulement à une vitesse proche de zéro, (N)

F_{SC} - force de résistance au roulement provoquée par le genre et la vibration de la suspension, (N)

F_{SD} - force de résistance au roulement provoquée par la déformation du sol, (N)

F_{SMD} - force dynamique de propulsion à la sortie du moteur, (N)

F_{SP} - force dynamique de résistance du système de transmission de puissance, (N)

F_{TDR} - force dynamique totale de traction aux roues tractrices (comprenant la force d'inertie en accélération ou en décélération), (N)

$F^{\circ}_{TR_o}$ - force de résistance à l'avancement à une vitesse proche de zéro, (N)

F_{δ} - force de résistance au roulement due à l'angle de dérive latérale des roues avant (roues directrices), (N). Elle apparait au moment où un camion négocie un virage

G_i - masse totale des composantes du système de transmission de puissance, (kg)

G_R - masse de la roue avec le pneumatique, (kg)

G_T - masse totale de l'ensemble, (kg)

g - accélération terrestre, (m/s^2)

i_{EA} - rapport de l'essieu arrière

i_{TR} - rapport de la transmission

J - moment d'inertie des roues tractrices, plus le moment d'inertie du système de transmission de puissance, ($kg \cdot m^2$)

J_M - moment d'inertie du moteur, ($kg \cdot m^2$)

J_R - moment d'inertie d'un pneumatique avec sa jante, ($kg \cdot m^2$)

J_{SP} - moment d'inertie du système de transmission de puissance, ($kg \cdot m^2$)

j_{as} - dv_r/dt - accélération translationnelle de l'ensemble, (m/s^2)

K - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance de l'air en fonction du carré de la vitesse, $(N \cdot s^2/m^4)$

k - coefficient représentant l'intensité d'augmentation des pertes dues à la résistance au roulement en fonction du carré de la vitesse, $(N \cdot s^2/m^2)$

k' - coefficient global de transmission thermique entre les huiles et l'environnement, $(W/m^2 \cdot °K)$

k_1 - coefficient global de transmission thermique des éléments de la transmission de puissance à une température τ_1 de l'huile

M_{CM} - couple mesuré au couple-mètre, $(N \cdot m)$

M_M - moment dynamique (moment rotatif) du moteur à un régime variable, $(N \cdot m)$

M_{PT} - moment correspondant aux pertes totales dans la transmission (pertes par brassage et pertes par frottements), $(N \cdot m)$

N_{A+R} - puissance absorbée par les résistances au roulement des pneumatiques et de l'air, (hp)

$\dot{N}_{BH}$ - puissance dépensée pour vaincre la résistance due au brassage des huiles, (W)

$\dot{N}_{BHE}$ - puissance absorbée dans les deux essieux arrière par le brassage des huiles, (hp)

$\dot{N}_{BHT}$ - puissance absorbée par le brassage de l'huile de la transmission, (hp)

N_{BM} - puissance à la sortie du moteur, (kW)

N_{FCE} - puissance absorbée dans les deux essieux arrière par les frottements avec le couple appliqué, (hp)

N_{FCT} - puissance absorbée par le frottement dans la transmission avec application du couple, (hp)

N_R - puissance aux roues motrices, (kW)

N_{SM} - puissance à la sortie du moteur (moteur monté dans le camion), (kW)

N_{TC} - puissance totale obtenue par la consommation de carburant mesurée, (hp)

N_{TTR} - puissance totale absorbée dans la transmission, (hp)

Q' - quantité de chaleur totale reçue par les huiles pour une fraction du temps donnée, cal; $Q' = Q + Q_4 = (1 - \eta_{SP}) \cdot N_{SM}$ - constante, étant donné qu'avec l'augmentation de la température de l'huile, Q augmente et Q_4 baisse

Q_h - quantité de chaleur en (cal) reçue par l'huile pour une unité de temps t

Q_n - quantité de chaleur, (cal), utilisée pour augmenter la température des huiles et des composantes du système de 1°K

r_{CD}^{T} - rayon des pneumatiques de traction (chargés) avec application du couple, (m)

$r_{CD}^{\cdot}$ - rayon des pneumatiques de traction (chargés), sans application du couple, (m)

r_l - rayon libre du pneumatique, (m)

S - surface totale des carters des essieux, (m^2)

S_C - surface frontale (corrigée) de l'ensemble, (m^2)

t - temps de décélération de la vitesse v_r' à la vitesse v_r'', (s)

t_n - temps de décélération du système complet de transmission de puissance, sans le moteur ni les roues tractrices, (s)

t_s - temps pour parcourir la distance D, (s)

t_t - temps de décélération du système complet de transmission de puissance, sans le moteur, avec les roues tractrices, (s)

V - quantité d'huile dans les carters, (kg)

v_r - vitesse sur route, (m/s)

v'_r - vitesse initiale sur route, (m/s)

v''_r - vitesse intermédiaire de décélération, (m/s)

v^v_r - vitesse sur route corrigée pour la vitesse du vent, (m/s)

α_p - angle d'inclinaison de la pente verticale sur la route, (degrés)

δ_A - coefficient tenant compte des masses rotatives de l'ensemble

δ_{AD} - coefficient dynamique tenant compte de toutes les masses rotatives et translationnelles en y incluant le moteur

η_B - rendement tenant compte du brassage des huiles dans divers éléments

η_{BH} - rendement sans application du couple

η_F - rendement tenant compte des frottements internes entre les pignons

η_{FC} - rendement tenant compte des frottements dépendant de la vitesse sur route (de rotation) et du couple transmis

η_{JE} - rendement tenant compte des frottements dans les joints d'étanchéité

η_{PO} - rendement tenant compte de la pompe de graissage (s'il y en a une)

η_{ROU} - rendement tenant compte des frottements dans les roulements

η_{SP} - rendement global du système de transmission de puissance

θ - angle de la direction du vent par rapport à l'axe longitudinal de l'ensemble, (degrés)

$\sum_{R}^{n} J$ - moment total des roues tractrices, ($kg \cdot m^2$)

τ - différence entre la température de l'huile (dans les carters des essieux arrière ou dans le carter de la transmission) et la température ambiante (de l'air), (°K)

BIBLIOGRAPHIE

Avtomobilnii transport i dorogi, Minsk, visheishaia shkola, 1976.

FULLER, Dudley D., Theory and practice of lubrication for engineers, second edition, John Wiley and Sons, Inc. 1984.

KLAMANN, Dieter, Lubricants and related products, Verlag Chemie GrubH, D-6940 Weinheim, 1984.

LJUBIC, D.A., Analyse de la productivité et du coût du transport forestier. PREMIÈRE PARTIE: Étude préliminaire d'établissement des facteurs nécessaires à l'examen de la consommation d'énergie et des performances sur route d'un véhicule de transport, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, Rap. Tech. n° RT-53, juillet 1982, 49 p.

LJUBIC, D.A., Analyse de la productivité et du coût du transport forestier. DEUXIÈME PARTIE: Étude de l'influence des conditions d'utilisation sur les pertes énergétiques du système propulsif et établissement des forces de résistance dues au brassage de l'huile, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, Rap. Tech. n° RT-55, juillet 1984, 80 p.

LJUBIC, D.A., Analyse de la productivité et du coût du transport forestier. TROISIÈME PARTIE: Étude de l'influence des conditions d'utilisation sur les pertes énergétiques d'un véhicule routier, établissement des forces de résistance au roulement et à l'air, Institut Canadien de Recherches en Génie Forestier, Rap. Tech. n° RT-61, novembre 1985, 74 p.

PETROUSHOV, V.A., MOSKOVKIN, V.V., EVGRAFOV, A.N., Moschtnostnoi Balans automobilila, Mashinostroenie, Moskva 1984.